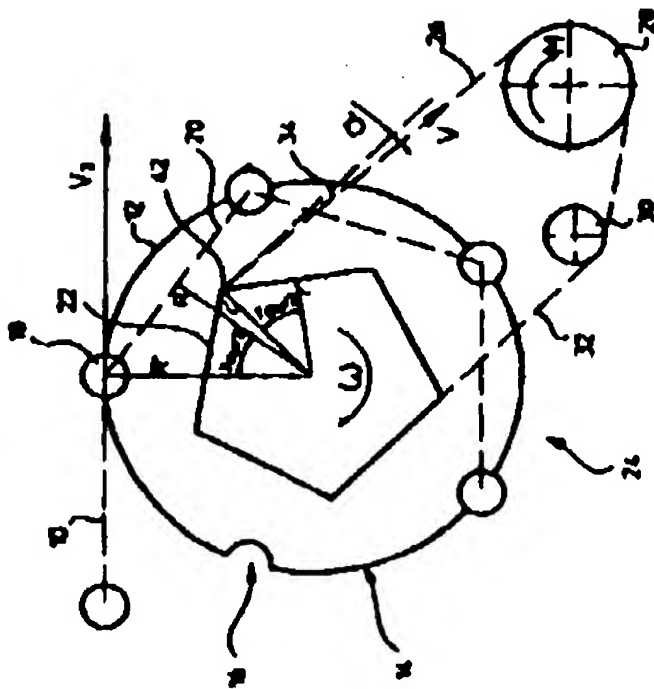
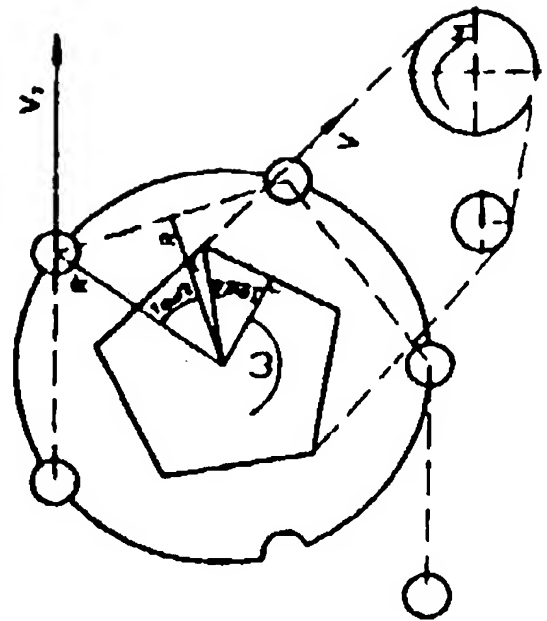


0° - Stellung



Tau/2 - Stellung



DERWENT-ACC-NO: 2003-441287

DERWENT-WEEK: 200341

COPYRIGHT 1999 DERWENT INFORMATION LTD

TITLE: Link chain drive for an intermediate  
drive for engaging in a stretched link chain comprises a  
drive system consisting of a moving tension  
element changing the effective length of a load

INVENTOR: GROBBEL, B

PATENT-ASSIGNEE: GROBBEL B[GROBI]

PRIORITY-DATA: 2002DE-1024232 (May 29, 2002) ,  
2001DE-1052303 (October 26,  
2001)

PATENT-FAMILY:

PUB-NO	PAGES	PUB-DATE	MAIN-IPC
WO 2003036129 A1		May 1, 2003	G
052	F16H	007/06	

DESIGNATED-STATES: AE AG AL AM AT AU AZ BA BB BG BR BY BZ  
CA CH CN CO CR CU CZ  
DE DK DM DZ EC EE ES FI GB GD GE GH GM HR HU ID IL IN IS JP  
KE KG KP KR KZ LC  
LK LR LS LT LU LV MA MD MG MK MN MW MX MZ NO NZ OM PH PL PT  
RO RU SD SE SG SI  
SK SL TJ TM TN TR TT TZ UA UG US UZ VC VN YU ZA ZM ZW AT BE  
BG CH CY CZ DE DK  
EA EE ES FI FR GB GH GM GR IE IT KE LS LU MC MW MZ NL OA PT  
SD SE SK SL SZ TR  
TZ UG ZM ZW

APPLICATION-DATA:

PUB-NO	APPL-DESCRIPTOR	APPL-NO
WO2003036129A1	N/A	
2002WO-EP11962	October 25, 2002	

COMPRISE DRIVE SYSTEM CONSIST MOVE TENSION  
ELEMENT CHANGE EFFECT  
LENGTH LOAD

DERWENT-CLASS: Q64

SECONDARY-ACC-NO:

Non-CPI Secondary Accession Numbers: N2003-352282



PUB-NO: WO003036129A1  
DOCUMENT-IDENTIFIER: WO 3036129 A1  
TITLE: LINK CHAIN DRIVE  
PUBN-DATE: May 1, 2003

INVENTOR-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
GROBBEL, BURKHARD	DE

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
GROBBEL BURKHARD	DE

APPL-NO: EP00211962

APPL-DATE: October 25, 2002

PRIORITY-DATA: DE10152303A ( October 26, 2001) ,  
DE10224232A ( May 29, 2002)

INT-CL (IPC): F16H007/06

EUR-CL (EPC): F16H007/06

ABSTRACT:

The invention relates to a link chain drive in which variations in speed in the movement of the link chain (G) due to the polygon effect are compensated for by rotating the drive chain sprocket (A) with non-uniform rotational speed. According to a first embodiment of the invention, the non-uniform rotational speed is effected as to alter the effective length of the load side of a traction means (Z) of the drive by means of a lever (22), which senses a cam

disc (25) that is synchronously rotated therewith.  
According to an alternative  
embodiment of the invention, the stator of a motor, whose  
rotor drives the  
drive chain sprocket, is displaced by a sensing mechanism  
in a manner that is  
synchronous to the rotation of the drive chain sprocket.  
The invention also  
relates to a link chain guide that reduces the entry shock  
of the link chain  
before its entry into the drive chain sprocket by  
supporting the link chain  
when it is moving. Lastly, the invention relates to an  
intermediate drive for  
engaging in the stretched link chain whose shaft is mounted  
on a pivotal  
support in a manner that enables it to be parallelly  
displaced.

DERWENT- 2001-000611

ACC-NO:

DERWENT- 200101

WEEK:

*COPYRIGHT 1999 DERWENT INFORMATION LTD*

TITLE: Multi-purpose chain drive system devoid of mechanical losses caused by polygon forces at high speeds

PATENT-ASSIGNEE: TOTH-MUELLER S G[TOTHI]

PRIORITY-DATA: 2000DE-2006285 (April 5, 2000)

PATENT-FAMILY:

PUB-NO	PUB-DATE	LANGUAGE	PAGES	MAIN-IPC
DE 20006285 U1	September 28, 2000	N/A	009	F16G 013/02

APPLICATION-DATA:

PUB-NO	APPL-DESCRIPTOR	APPL-NO	APPL-DATE
DE 20006285U1	N/A	2000DE-2006285	April 5, 2000

INT-CL (IPC): F16G013/02

ABSTRACTED-PUB-NO: DE 20006285U

BASIC-ABSTRACT:

NOVELTY - A chain drive is used in association with a roller chain, ladder chain, saw chain or other special chain, and is applied as a kinematic and/or torque drive unit between two or more shafts. To exclude the polygon effect within the drive zone, the chain is guided by cams from outside the drive. The geometric shape of the cam maintains the kinematic precision and uniformity of speed of both chain and drive shaft.

USE - Multi-purpose chain drive system.

ADVANTAGE - The chain drive is devoid of mechanical losses caused by polygon forces at high speeds. The chain has an extended service life and is suitable for a wider range of applications.

DESCRIPTION OF DRAWING(S) - The drawing shows an axial schematic representation of a roller chain guide from the inner side of the drive zone.

Track radius 1

Chain tangent interval 2

CHOSEN- Dwg.1/8

DRAWING:

TITLE-TERMS: MULTI PURPOSE CHAIN DRIVE SYSTEM DEVOID MECHANICAL LOSS  
CAUSE POLYGONAL FORCE HIGH SPEED

DERWENT-CLASS: Q64

SECONDARY-ACC-NO:

Non-CPI Secondary Accession Numbers: N2001-000449



INT-CL (IPC): F16H007/06

ABSTRACTED-PUB-NO: WO2003036129A

BASIC-ABSTRACT:

NOVELTY - Link chain drive comprises a drive chain sprocket (A) for a link chain (G), and a drive system driving with non-uniform rotation the drive chain sprocket to compensate for variations in speed of the link chain. The drive system consists of two wheels coupled together by an endless flexible tension device (Z), and a moving tension element (20) which acts on the load strand of the tension device to change the effective length of the load strand.

DETAILED DESCRIPTION - INDEPENDENT CLAIMS are also included for alternative link chain drives, and for link chain guides.

USE - For an intermediate drive for engaging in a stretched link chain.

ADVANTAGE - The polygon effect, chain wear and noise production are minimized.

DESCRIPTION OF DRAWING(S) - The drawing shows a schematic view of a link chain drive with alteration of the load strand of a tension device.

tension element 20

drive chain sprocket A

link chain G

tension device Z

CHOSEN-DRAWING: Dwg.2/36

TITLE-TERMS: LINK CHAIN DRIVE INTERMEDIATE DRIVE ENGAGE  
STRETCH LINK CHAIN





SE, SK, TR), OAPI-Patent (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

*Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.*

**Veröffentlicht:**

- mit internationalem Recherchenbericht
- vor Ablauf der für Änderungen der Ansprüche geltenden Frist; Veröffentlichung wird wiederholt, falls Änderungen eintreffen

---

**(57) Zusammenfassung:** Die Erfindung betrifft einen Gelenkkettenantrieb, bei dem durch Drehung des Antriebskettenrades (A) mit ungleichförmiger Drehzahl aufgrund des Polygoneffektes entstehende Geschwindigkeitsschwankungen in der Bewegung der Gelenkkette (G) kompensiert werden. Die ungleichförmige Drehzahl wird gemäß einer ersten Ausgestaltung der Erfindung dadurch erzeugt, dass die effektive Länge des Lasttrums eines Zugmittels (Z) des Antriebs über einen Hebel (22) verändert wird, welcher eine synchron mitgedrehte Kurvenscheibe (25) abtastet. Bei einer alternativen Ausgestaltung der Erfindung wird der Stator eines Motors, dessen Rotor das Antriebskettenrad antreibt, über einen Abtastmechanismus synchron zur Drehung des Antriebskettenrades bewegt. Des Weiteren enthält die Erfindung eine Gelenkkettenführung, welche durch eine bewegliche Unterstützung der Gelenkkette vor ihrem Einlauf in das Antriebskettenrad den Einlaufstoß reduziert. Schließlich betrifft die Erfindung einen Zwischenantrieb für den Eingriff in eine gestreckte Gelenkkette, dessen Welle parallel verschiebbeweglich an einem schwenkbaren Träger gelagert ist.

## Gelenkkettenantrieb

### Technisches Gebiet

Die Erfindung betrifft einen Gelenkkettenantrieb, insbesondere als Zwischenantrieb für eine gestreckte Gelenkkette, enthaltend ein Antriebskettenrad für eine Gelenkkette. Ferner betrifft sie ein Verfahren für den Antrieb einer Gelenkkette bzw. des Antriebskettenrades einer Gelenkkette, insbesondere für den Zwischenantrieb einer gestreckten Gelenkkette. Des Weiteren betrifft die Erfindung eine Gelenkkettenführung sowie ein Verfahren zur Führung einer um ein Umlenkrad umlaufenden Gelenkkette.

### Stand der Technik

Gelenkketten werden als flexible Zugmittel zur Übertragung von Kräften eingesetzt. Sie bestehen aus starren und im Wesentlichen untereinander identischen Kettengliedern, welche sukzessive in Gelenkdrehpunkten miteinander gekoppelt sind. Der Abstand zwischen zwei benachbarten Gelenken wird dabei als Teilung der Gelenkkette bezeichnet. Gelenkketten werden in der Regel geschlossen hergestellt und dann endlos umlaufend um mindestens zwei Kettenräder geführt. Die Gelenkkette wirkt dabei als Antriebskette zur Übertragung mechanischer Leistung von einer Welle auf die andere, wenn eines der beiden Räder angetrieben und eine mechanische Leistung vermöge der Gelenkkette auf das andere Rad übertragen wird. Eine weitere häufig anzutreffende Anwendung von Gelenkketten besteht darin, dass von der Kette beziehungsweise von zwei oder mehreren parallel verlaufenden Gelenkketten ein Fördergut (Rohmaterial, Bauteile etc.) über eine bestimmte Strecke gefördert wird. Derartige Gelenkketten werden als Förderketten bezeichnet.

Der Antrieb von Gelenkketten erfolgt in den meisten Fällen durch rotierende Antriebskettenräder mit radial abstehenden Fortsätzen oder Zähnen, die in die Gelenkkette eingreifen und eine Zugkraft auf die Kettenglieder ausüben. Die Kette kann dabei das Antriebskettenrad sowohl umschlingen, das heißt am Antriebskettenrad eine Richtungsumkehr von typischerweise 90° bis 180° erfahren, als auch gestreckt am Antriebskettenrad vorbeilaufen, so dass Letzteres nur entlang einer kurzen Wegstrecke in die Gelenkkette eingreift. Bei dem letztgenannten Zwischenantrieb einer gestreckten Kette kommt es durch die Abweichung des Antriebskettenrades von der idealen Kreisform zu einer Relativbewegung zwischen der Gelenkkette und dem gerade kraftübertragend hierin eingreifenden Zahn, was aufgrund der dabei wirksamen Zugkräfte zu einem hohen Verschleiß führt.

Figur 1 zeigt einen Gelenkkettenantrieb für eine Gelenkkette G. Die aus einzelnen Kettengliedern K bestehende Gelenkkette G ist dabei nur teilweise in dem Bereich dargestellt, in dem sie um das Antriebskettenrad A herumläuft. Da Gelenkketten anders als etwa flexible Antriebsriemen aus starren Kettengliedern K bestehen, entspricht das Antriebskettenrad A funktional einem Polygon, wobei die Seitenlänge des Polygons gleich der Teilung der Gelenkkette G ist. Wenn das Antriebskettenrad A mit gleichförmiger Drehzahl von einem Motor M über ein Zugmittel Z wie etwa einen Zahnriemen oder eine weitere Gelenkkette angetrieben wird, verursacht dies in der Gelenkkette G eine ungleichförmige Bewegung, welche unter dem Stichwort "Polygoneffekt" bekannt ist. Des Weiteren verursacht jedes Auftreffen eines Gelenkdrehpunktes P zwischen zwei Kettengliedern K auf das Antriebskettenrad A einen kurzen Stoßimpuls in der Kette, welcher sich belastend auf die

Kette auswirkt. Durch eine kleine Teilung der Gelenkkette G kann der Polygoneffekt zwar gering gehalten werden, jedoch ist eine solche kleine Teilung gerade bei langen Förderketten sehr kostenaufwendig. Durch die ungleichförmige Geschwindigkeit der Gelenkkette G entstehen hierin stark belastende periodische Beschleunigungen, welche sich auch auf ein gefördertes Gut ungünstig auswirken können.

Es ist daher im Stand der Technik vorgeschlagen worden, das Antriebskettenrad A mit einer periodisch ungleichförmigen Drehzahl anzutreiben, welche gerade so gewählt ist, dass die durch die polygonale Form des Antriebskettenrades A entstehenden Geschwindigkeitsschwankungen bei der Bewegung der Gelenkkette G ausgeglichen werden. Zur Erzeugung der ungleichförmigen Drehzahl kann zum Beispiel ein Asynchronmotor mit entsprechend variierten Frequenzen angesteuert bzw. versorgt werden (vgl. DE 30 18 357 C2). Gemäß einem anderen, in Figur 1 angedeuteten Vorschlag wird das mit dem Antriebsmotor M unmittelbar gekoppelte Rad R1 mit einer speziellen Umfangsform ausgebildet, welche quasi einen den Polygoneffekt kompensierenden Antrieb des Antriebskettenrades A erzeugt (vgl. DE 30 31 130 C2, DD 247 731 A1). Nachteilig bei dieser Lösung ist jedoch, dass in den Knickbereichen des kurvenförmigen Rades R1 eine hohe Flächenpressung und damit ein hoher Verschleiß auftritt. Ferner ist die Herstellung eines solchen Rades mit einer typischerweise polygonalen Umfangsform und mit darin eingearbeiteten Zähnen sehr aufwendig und daher sehr teuer.

Des Weiteren ist aus der DE 199 36 742 A1 ein Antrieb bekannt, welcher zwei zusammenwirkende Unrundräder zur Erzeugung einer ungleichförmigen Drehzahl enthält. Auch ein solcher Antrieb ist jedoch verhältnismäßig aufwendig und teuer in der Realisierung.

Um den oben genannten Problemen eines Zwischenantriebes zu begegnen wird in der DE 199 45 921 A1 ein Antriebskettenrad vorgeschlagen, bei welchem die Zähne schwenkbeweglich um eine jeweilige individuelle Drehachse am Antriebsrad angebracht sind, wobei ferner jeder Zahn eine Abtastrolle aufweist, welche an einer ortsfesten Kurvenscheibe entlang fährt. Bei einer Drehung des Antriebsrades führen die Zähne somit eine dieser Drehung überlagerte Schwenkbewegung aus, welche bei entsprechender Formgebung der Kurvenscheibe dazu ausgenutzt werden kann, den Polygoneffekt zu reduzieren. Es kommt jedoch weiterhin zu einem Verschleiß der Gelenkkette sowie der Zähne durch die Relativbewegung zwischen ihr und den Zähnen.

#### Aufgabe und Lösung

Vor diesem Hintergrund war es Aufgabe der vorliegenden Erfindung, einen verbesserten Gelenkkettenantrieb bereitzustellen, welcher den Polygoneffekt, den Kettenverschleiß sowie die Geräuscentwicklung minimiert.

Diese Aufgabe wird durch Gelenkkettenantriebe, Gelenkkettenführungen sowie Verfahren mit den Merkmalen der unabhängigen Ansprüche gelöst. Vorteilhafte Ausgestaltungen sind in den Unteransprüchen enthalten. Die Gegenstände der verschiedenen Ansprüche können beliebig miteinander kombiniert werden.

1.1. Der einem ersten Aspekt der Erfindung zugrundeliegende Gelenkkettenantrieb enthält ein Antriebskettenrad für eine Gelenkkette sowie ein Antriebssystem, welches das Antriebskettenrad zum Ausgleich von Geschwindigkeitsschwankungen der Gelenkkette mit ungleichförmiger Drehzahl antreiben kann. Unter einem "Antriebssystem" soll dabei hier und im Folgenden in einem weiten Sinne jedes System verstanden werden, welches Kräfte bzw. Drehmomente an das Antriebskettenrad abgeben kann. Dies umfasst insbesondere Antriebssysteme im engeren Sinne,

bei welchen die genannten Kräfte bzw. Drehmomente aktiv erzeugt werden, z.B. mit einem Elektromotor. Eingeschlossen sind jedoch auch "passive" Antriebssysteme, bei denen die genannten Kräfte bzw. Drehmomente Trägheitssystemen wie z.B. einer rotierenden Schwungmasse entnommen werden. Gemäß einer ersten Ausführungsform ist der Gelenkkettenantrieb dadurch gekennzeichnet, dass das Antriebssystem die folgenden Elemente enthält:

- zwei Räder, welche über ein endlos umlaufendes flexibles Zugmittel gekoppelt sind, so dass die Drehung des einen Rades über das Zugmittel auf das andere Rad übertragen werden kann;
- ein bewegliches Spannelement wie zum Beispiel eine Spannrolle, welches durch Einwirkung auf den Lasttrum des Zugmittels die effektive Länge des Lasttrums ändert; der Lasttrum des Zugmittels ist definitionsgemäß derjenige Abschnitt des flexiblen Zugmittels, über welchen die Kraft vom treibenden Rad zum angetriebenen Rad übertragen wird. Die genannte Längenänderung erfolgt vorzugsweise periodisch und synchron zur Drehung des Antriebskettenrades von Zahn zu Zahn.

Bei dem erläuterten Gelenkkettenantrieb kann in konstruktiv einfacher, zuverlässiger und kostengünstiger Weise die Kraftübertragung zwischen einem Antriebsmotor oder dergleichen (z.B. einer Schwungmasse) und dem Antriebskettenrad der Gelenkkette über zwei herkömmliche (runde) Räder und ein hierüber geführtes Zugmittel (z.B. Riemen, Antriebskette) erfolgen. Die gewünschte Ungleichförmigkeit der übertragenen Drehzahl wird in diesen Antriebsmechanismus vermöge des Spannelementes eingeführt, welches direkt oder indirekt auf den Lasttrum einwirkt und diesen verschieden weit auslenkt, um seine effektive Länge und damit den Phasenwinkel zwischen den beiden Rädern des Zugmittels zu verändern. Da das Spannelement selbst keine Drehmomente überträgt, unterliegt es nur einem geringen Verschleiß.

Gemäß einer Weiterbildung der Erfindung enthält das Antriebssystem einen Abtastmechanismus, welcher mit dem Spannelement zusammenwirkend gekoppelt ist und welcher ein mit dem Antriebskettenrad zusammenwirkend gekoppeltes Kurvenelement abtastet. Die Steuerung des Spannelementes kann somit über das Abtasten eines mit dem Antriebskettenrad gekoppelten und daher mit diesem synchron sich bewegenden Kurvenelementes erfolgen. Letzteres ist kostengünstiger herzustellen als ein un rundes Zahnrad, wie es aus dem Stand der Technik (Figur 1) bekannt ist. Zwei Bewegungen sollen hierbei und im Folgenden "synchron" genannt werden, wenn sie markante Bewegungszustände gleichzeitig oder mit einem konstanten Zeitversatz durchlaufen. Insbesondere werden zwei periodische Bewegungen synchron genannt, deren Frequenzverhältnis rational (ein Verhältnis zweier ganzer Zahlen) ist.

Gemäß einer Weiterbildung der vorstehend genannten Ausführungsform enthält der Antriebsmechanismus einen schwenkbeweglichen Hebel, an dessen einem Arm das Spannelement und an dessen anderem Arm eine Abtastrolle angeordnet ist, wobei die Abtastrolle mit dem Kurvenelement in Kontakt steht. Die Abtastrolle bewegt sich somit bei einer Bewegung des Kurvenelementes entlang der in der Form des Kurvenelementes niedergelegten Bahn, was zu entsprechenden Schwenkbewegungen des Hebels und damit des Spannelementes führt.

Ferner kann ein auf den jeweiligen Lasttrum und ein auf den jeweiligen Leertrum (kräftefreier Abschnitt) des Zugmittels einwirkendes Spannelement vorhanden sein, wobei beide Spannelemente mit dem Abtastmechanismus gekoppelt sind. Welcher Teil eines Zugmittels Lasttrum und welcher Leertrum ist, richtet sich nach der Drehrichtung des Zugmittels. Bei Anwendungen, bei denen die

Gelenkkette in beiden Richtungen bewegt werden soll (zum Beispiel zum Hin- und Zurück Fördern von Transportgütern) nimmt daher ein bestimmter Abschnitt des Zugmittels abwechselnd die Funktionen des Lasttrums und des Leertrums an. Um in einem solchen Anwendungsfall eine gewünschte ungleichförmige Drehzahl des Antriebskettenrades gewährleisten zu können, werden gemäß dem obigen Vorschlag zwei Spannelemente vorgesehen, so dass bei jeder Drehrichtung der Gelenkkette eines von ihnen auf den jeweiligen Lasttrum des Zugmittels einwirken kann.

Vorzugsweise enthält bei der letzten Ausgestaltung des Gelenkkettenantriebs der Abtastmechanismus zwei Abtastrollen, von denen je nach Drehrichtung des Antriebskettenrades der Gelenkkette eine Abtastrolle mit dem Kurvenelement in Kontakt steht. Den zwei verschiedenen Spannelementen sind somit auch zwei verschiedene Abtastrollen zugeordnet, so dass jede Abtastrolle mit der zu ihr passenden Abtastung bewegt werden kann.

Die Einwirkung des Spannelementes auf den Lasttrum kann weiterhin dadurch erzielt werden, dass das Spannelement als eine Unrundrolle mit einer ortsfesten Drehachse ausgebildet ist, welche zwecks Antrieb mit dem Zugmittel und/oder mit dem Antriebskettenrad zusammenwirkend gekoppelt ist. Bei ihrer Drehung lenkt die Unrundrolle den Lasttrum entsprechend ihrer Form verschieden weit aus, was zur gewünschten Änderung seiner effektiven Länge führt. Vorzugsweise ist die Unrundrolle formschlüssig mit dem Zugmittel gekoppelt, zum Beispiel durch Ausbildung als ein in das Zugmittel eingreifendes Zahnrad, so dass ihre synchrone Drehung unmittelbar vom Zugmittel selbst sichergestellt wird.

Vorteilhafterweise sind zwei derartige als Unrundrolle ausgebildete Spannelemente vorhanden, von denen eines auf den jeweiligen Lasttrum und das andere auf den jeweiligen Leertrum des Zugmittels einwirkt. Bei einer solchen Ausgestaltung ist gewährleistet, dass bei jeder Drehrichtung der Gelenkkette die erwünschte Einwirkung auf den jeweiligen Lasttrum des Zugmittels zur Erzeugung einer ungleichförmigen Drehzahl erfolgt.

1.2. Die Erfindung betrifft ferner eine zweite Ausführungsform eines Gelenkkettenantriebs enthaltend ein Antriebskettenrad für eine Gelenkkette sowie ein Antriebssystem (im oben erläuterten weiten Sinne), welches das Antriebskettenrad zum Ausgleich von Geschwindigkeitsschwankungen der Gelenkkette mit ungleichförmiger Drehzahl antreiben kann. Das Antriebssystem enthält dabei zwei Räder, welche über ein endlos umlaufendes flexibles Zugmittel gekoppelt sind. Der Gelenkkettenantrieb ist gemäß einer ersten Variante dadurch gekennzeichnet, dass die Achse von einem der beiden Räder exzentrisch gelagert ist. Gemäß einer zweiten Variante ist der Gelenkkettenantrieb dadurch gekennzeichnet, dass die Achse von einem der beiden Räder beweglich gelagert und mit einem Auslenkmechanismus verbunden ist.

Die exzentrische Lagerung des Rades verursacht eine periodische Längenänderung des Lasttrums und hierdurch eine ungleichförmige Drehzahl des Antriebskettenrades, welche den Polygoneffekt reduziert, wenn die Verhältnisse so eingerichtet sind, dass eine Umdrehung des exzentrischen Rades das Antriebskettenrad gerade um einen Zahn weiterdreht.

Durch die bewegliche Lagerung des Rades und seine Auslenkung über den Auslenkmechanismus kann bei der zweiten Variante eine ungleichförmige Drehzahl am Antriebskettenrad erzeugt werden, welche in gewünschter Weise den Polygoneffekt kompensiert. Der Auslenkmechanismus für die Drehachse des bewegten Rades kann dabei ähnlich ausgestaltet sein wie die oben erläuterten Auslenkmechanismen für die Spannrolle des Lasttrums. Insbesondere kann das Rad zusammen mit dem Antriebsmotor (oder einer Schwungmasse) schwenkbeweglich gelagert sein und über einen

Schwenkmechanismus ausgelenkt werden. Ebenso kann jedoch auch eine lineare Auslenkung des Rades vorgesehen werden. Vorzugsweise erfolgt die Auslenkung des Rades so, dass sich der Abstand zwischen den beiden durch das Zugmittel gekoppelten Rädern verändert, das Zugmittel also gestreckt werden kann.

1.3. Gemäß einer dritten Ausführungsform des zugrunde liegenden Gelenkkettenantriebs mit einem Antriebskettenrad für eine Gelenkkette und einem Antriebssystem ungleichförmiger Drehzahl enthält das Antriebssystem die folgenden Elemente:

- einen Motor, insbesondere einen Elektromotor (Getriebemotor), dessen Rotor (in Drehung versetztes Bauteil) mit dem Antriebskettenrad gekoppelt ist und dessen Stator (an der Drehung nicht teilnehmendes Bauteil) beweglich ist;
- einen Mechanismus zur Bewegung des Stators synchron zur Drehung des Antriebskettenrades.

Der genannte Mechanismus enthält dabei vorzugsweise ein mit dem Antriebskettenrad zusammenwirkend gekoppeltes Kurvenelement, welches von einem Abtastelement abgetastet wird, wobei die erzeugte Relativbewegung zwischen dem Kurvenelement und dem Abtastelement auf den Stator des Motors übertragen wird.

Aus dem Stand der Technik ist es bekannt, das Antriebskettenrad eines Gelenkkettenantriebs mit einem Motor wie zum Beispiel einem Elektromotor anzutreiben, dessen Rotor auf der Welle des Antriebskettenrades sitzt beziehungsweise hiermit zusammenwirkend gekoppelt ist (z.B. über ineinandergreifende Zahnräder) und dessen Stator sich an einer sogenannten Drehmomentstütze abstützt, um sich bei einer Aktivität des Motors nicht mitzudrehen. Der Stator wird häufig in seinen übrigen Freiheitsgraden nicht fixiert, damit er sich bei Ungenauigkeiten und Schwankungen im Antrieb ausgleichend bewegen kann. Bei dem erfindungsgemäßen Gelenkkettenantrieb wird nunmehr (vorzugsweise über einen Abtastmechanismus) der Stator derart bewegt, dass seine dem Rotor überlagerte Bewegung am Antriebskettenrad die gewünschte ungleichförmige Drehzahl erzeugt, welche Geschwindigkeitsschwankungen der Gelenkkette ausgleicht. Auch dieser Mechanismus lässt sich sehr einfach und damit kostengünstig und störungssicher realisieren, da lediglich ein mit dem Antriebskettenrad gekoppeltes Kurvenelement abgetastet und die Abtastung auf den Stator übertragen werden muss.

Vorzugsweise ist das Kurvenelement mit dem Stator des Motors drehbeweglich verbunden, und es fährt an mindestens einem ortsfesten Abtastelement entlang. Das bei einer Drehung des Antriebskettenrades bewegte Kurvenelement hebt und senkt den Stator somit entsprechend seiner mit dem Abtastelement in Verbindung stehenden Kurvenform. Selbstverständlich wäre es auch möglich, das Kurvenelement mit einer ortsfesten Drehachse zu befestigen und das Abtastelement fest mit dem Stator zu verbinden. Eine derartige Anordnung würde kinematisch dasselbe Ergebnis liefern.

Gemäß einer Weiterbildung des Gelenkkettenantriebs enthält dieser zwei Abtastelemente und/oder zwei Kurvenelemente, wobei je nach Drehrichtung des Antriebskettenrades der Gelenkkette eines der genannten Elemente (Abtastelement oder Kurvenelement) wirksam ist. Wie oben bereits erläutert wurde, gibt es Anwendungen, bei denen die Gelenkkette wahlweise in beiden Richtungen anzutreiben ist. Einem solchen Fall trägt die geschilderte Weiterentwicklung Rechnung, da jeder Bewegungsrichtung ein eigenes Abtastelement beziehungsweise ein eigenes Kurvenelement zur Erzeugung der gewünschten Kompensationsbewegung des Stators zugeordnet ist.



Gemäß einer bevorzugten Ausgestaltung des Gelenkkettenantriebs der dritten Ausführungsform ist das Kurvenelement auf der Welle des Antriebskettenrades angeordnet und das Abtastelement am Arm eines mit dem Stator verbundenen Hebels. Die Anordnung des Kurvenelementes auf der Welle des Antriebskettenrades stellt in besonders einfacher Weise die synchrone Drehung zwischen dem Antriebskettenrad und dem Kurvenelement sicher. Die Bewegung des Kurvenelementes wird dabei von dem Abtastelement abgetastet, welches seine Bewegung über den Hebel in der gewünschten Weise auf den Stator überträgt.

II.1. Gemäß einem zweiten Aspekt betrifft die Erfindung einen Gelenkkettenantrieb, bei dem es sich insbesondere um einen Zwischenantrieb für eine gestreckte Gelenkkette handeln kann, enthaltend ein Antriebsrad mit einer Welle und mit radial abstehenden Zähnen, welche kraftübertragend in die Gelenkkette eingreifen, sowie ein Antriebssystem, das mit der Welle gekoppelt ist, um das Antriebsrad aktiv in Rotation versetzen zu können. Der Gelenkkettenantrieb ist dadurch gekennzeichnet, dass die Welle - und damit auch das Antriebsrad - räumlich parallel verschiebbeweglich gelagert ist. Die Translation der Welle erfolgt dabei vorzugsweise nur radial (ohne axiale Komponente) in Bezug auf ihre ursprüngliche Lage.

Durch die Parallelverschiebbarkeit der Welle und des damit gekoppelten Antriebsrades ist es möglich, die Bewegungsbahn des Kontaktpunktes zwischen der Gelenkkette und einem gerade herein eingreifenden Zahn des Antriebsrades in quasi beliebiger Weise vorzuschreiben. Dies kann insbesondere dazu ausgenutzt werden, die Einwirkung des Antriebsrades auf die Gelenkkette zu vergleichmäßigen, um für einen ruhigeren Kettenlauf und für einen wesentlich geringeren Verschleiß zu sorgen. Beim Eingriff in eine gestreckte Gelenkkette ist dabei eine mit gleichförmiger Geschwindigkeit durchlaufene geradlinige Bewegungsbahn des Kontaktpunktes besonders günstig.

Gemäß einer speziellen Ausgestaltung des Gelenkkettenantriebs ist die Welle in einem Bewegungsmechanismus gelagert, welcher eine Parallelverschiebung der Welle bewirkt, die zur Drehung des Antriebsrades synchron und entsprechend seiner Zahnteilung periodisch ist, und die den Kontaktpunkt zwischen der Gelenkkette und dem jeweils herein eingreifenden Zahn auf einer vorgegebenen Bahn hält. Durch einen derartigen Bewegungsmechanismus entsteht somit eine gesetzmäßige (mechanische) Verknüpfung zwischen der Drehung des Antriebsrades um die Welle einerseits und der räumlichen Parallelverschiebung der Welle andererseits. Insbesondere sollen beide Bewegungen synchron sein, was speziell dann der Fall ist, wenn die Parallelverschiebung eine Funktion des aktuellen Drehwinkels  $\alpha(t)$  des Antriebsrades ist. Periodizität der Parallelverschiebung entsprechend der Zahnteilung des Antriebsrades bedeutet, dass die Welle ihre zyklische Parallelverschiebung (mindestens) einmal durchlaufen hat, wenn sich das Antriebsrad um einen der Zahnteilung entsprechenden Winkel (zum Beispiel  $30^\circ$  bei 12 Zähnen) weitergedreht hat. Die beschriebene Verknüpfung zwischen Drehung des Antriebsrades und Parallelverschiebung stellt sicher, dass die Parallelverschiebung genau auf die Effekte der Zahnteilung des Antriebsrades abgestimmt ist und diese entsprechend kompensieren kann.

Gemäß einer bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung weist der Gelenkkettenantrieb mindestens ein synchron zur Wellendrehung angetriebenes Kurvenrad auf, dessen Umfang auf mindestens einem Abtastelement abrollt, wobei ferner die Welle mit dem Kurvenrad oder mit dem Abtastelement zusammenwirkend gekoppelt ist. Während des Abrollens des Kurvenrades auf dem Abtastelement entsteht aufgrund der unrunder Form des Kurvenrades eine zur Wellendrehung synchrone Abstandsveränderung zwischen den Achsen von Kurvenrad und Abtastelement. Diese bewirkt durch

die Kopplung zwischen Welle und Kurvenrad oder Abtastelement die gewünschte Parallelverschiebung der Welle des Antriebsrades synchron zur Drehung der Welle. Bei entsprechender Auslegung des Kurvenrades und seines Drehzahlverhältnisses zur Welle kann ferner sichergestellt werden, dass die Parallelverschiebung der Welle periodisch entsprechend der Zahnteilung des Antriebsrades erfolgt, so dass ein Bewegungsmechanismus der oben allgemein erläuterten Art erhalten wird. Der zur Wellendrehung synchrone Drehantrieb des Kurvenrades erfolgt vorzugsweise durch eine mechanische treibende Kopplung zwischen Welle und Kurvenrad, welche automatisch eine synchrone Drehung gewährleistet.

Der vorstehend beschriebene Mechanismus wird vorzugsweise so weitergebildet, dass das Kurvenrad und die Welle drehbeweglich an einem Träger gelagert sind, welcher seinerseits beweglich gegenüber der ortsfesten Umgebung gelagert ist. Die letztgenannte Lagerung des Trägers kann über ein Drehgelenk, ein Parallelogrammgelenk, über lineare Führungen oder dergleichen erfolgen. Bei dieser Ausführungsform kann in besonders einfacher Weise eine antreibende Kopplung zwischen Welle und Kurvenrad hergestellt werden, da diese am selben Träger und damit abstandsfest zueinander angeordnet sind. Insbesondere kann das Kurvenrad auch auf der Welle selbst angeordnet werden. Die Abtastrolle, an welcher das Kurvenrad entlang fährt, ist bei einer derartigen Anordnung in der Regel in der ortsfesten Umgebung gelagert.

Gemäß einer Weiterbildung der Erfindung sind die Zähne des Antriebsrades schwenkbeweglich um eine jeweilige individuelle, zur Welle des Antriebsrades parallele Drehachse am Antriebsrad gelagert und tasten ein gegenüber dem Antriebsrad nicht mitrotierendes Kurvenelement ab. Hierzu können die Zähne insbesondere eine Abtastrolle aufweisen, mit welcher sie bei einer Drehung des Antriebsrades am Kurvenelement entlang fahren, was eine entsprechende Schwenkbewegung um die individuelle Achse der Zähne hervorruft. Diese sich überlagernde Eigenbewegung der Zähne kann dazu ausgenutzt werden, den Kettenverschleiß zu reduzieren und die Gleichförmigkeit des Kettenantriebs zu erhöhen. Insbesondere können bei einem Zwischenantrieb einer gestreckten Kette die Zähne während der Eingriffszeit so geschwenkt werden, dass sie im Wesentlichen eine Parallelverschiebung ohne Rotation um eine Körperachse ausführen. Die Formgebung des von den Zähnen abgetasteten Kurvenelementes wird vorzugsweise mit dem Bewegungsmechanismus der Welle des Antriebsrades sowie der Bewegung der individuellen Drehachsen eng abgestimmt, so dass die aus der Überlagerung der Effekte entstehende Bewegung der Zähne in gewünschter Weise verläuft.

Entsprechend einer anderen Weiterentwicklung des zweiten Aspektes der Erfindung ist das Antriebssystem der Welle für einen Antrieb mit ungleichförmiger Drehzahl eingerichtet. Dieser Antrieb kann insbesondere so ausgestaltet sein, dass er den bei Antriebsrädern zwangsläufig entstehenden Polygoneffekt reduziert beziehungsweise ausschaltet. Für die Verwirklichung eines derartigen Antriebssystems stehen verschiedene Möglichkeiten zur Verfügung, welche oben in Bezug auf den ersten Aspekt der Erfindung beschrieben worden sind.

Ein erfindungsgemäß bevorzugter Mechanismus für einen ungleichförmigen Antrieb der Welle zum Ausgleich des Polygoneffektes besteht darin, dass das Antriebssystem einen Motor enthält, dessen Rotor mit der Welle des Antriebsrades gekoppelt ist und dessen Stator mit einem Mechanismus zur Bewegung des Stators synchron zur Drehung des Antriebsrades gekoppelt ist. Der gegenüber dem Stator gleichmäßigen Drehung des Rotors (und damit der Welle) ist somit die Bewegung des Stators überlagert, was insgesamt zu einer ungleichförmigen Bewegung des Antriebsrades führt.

Bei einer anderen Ausgestaltung des Gelenkkettenantriebs enthält das Antriebssystem einen ortsfest gelagerten Motor, welcher über ein flexibles Zugmittel mit der Welle gekoppelt ist um diese anzutreiben, wobei der Lasttrum des Zugmittels vorzugsweise von einer Umlenkrolle mit ortsfest gelagerter Drehachse umgelenkt wird. Bei einer derartigen Anordnung bewirkt die Parallelverschiebung der Welle des Antriebsrades eine Eigendrehung der Welle, welche sich der angetriebenen Drehbewegung der Welle überlagert.

III.1. Die Erfindung betrifft gemäß einem dritten Aspekt eine Gelenkkettenführung enthaltend ein Umlenkrad, um welches eine Gelenkkette geführt ist. Mit "Umlenkrad" soll vorliegend sowohl ein aktiv angetriebenes Rad ("Antriebsrad") als auch ein nicht angetriebenes Rad bezeichnet werden. Ferner enthält die Gelenkkettenführung ein Stützelement, welches mit den Kettengliedern der Gelenkkette unmittelbar vor deren Auftreffen auf das Umlenkrad Kontakt hat. Die Gelenkkettenführung ist dadurch gekennzeichnet, dass das Stützelement derart beweglich gelagert ist, dass es synchron zur Drehung des Umlenkrades bewegt werden kann, um die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen den Kettengliedern und dem Umlenkrad zum Zeitpunkt des Auftreffens der Kettenglieder auf das Umlenkrad zu verringern.

Eine derartige Gelenkkettenführung mit einem beweglich gelagerten Stützelement sorgt für einen erheblich ruhigeren und belastungsärmeren Lauf der Gelenkkette. Sie reduziert oder eliminiert sogar den verhältnismäßig harten Stoß, mit welchem üblicherweise die Kettengelenkpunkte in die zugehörige Zahnücke des Umlenkrades einlaufen und der aus der gegensätzlichen Bewegungsrichtung der Berührungspunkte an Kettenglied einerseits und Umlenkrad andererseits resultiert.

Gemäß einer ersten Realisierung der Gelenkkettenführung ist das Stützelement an einem schwenkbeweglichen Hebel angebracht, welcher eine synchron zum Umlenkrad bewegte Steuerungseinrichtung abtastet und durch diese in Bewegung versetzt wird.

Die Steuerungseinrichtung kann dabei z.B. durch eine Kurvenscheibe realisiert sein, welche synchron zum Umlenkrad bewegt bzw. gedreht wird. Oder sie kann durch einzelne Mitnehmer-Nocken realisiert sein, die nacheinander auf den Hebel einwirken und die synchron zum Umlenkrad bewegt bzw. gedreht werden.

Das Stützelement ist vorzugsweise als mindestens eine mit den Laschen der Kettenglieder in Kontakt stehende Laufrolle realisiert. Alternativ kann das Stützelement jedoch auch auf die Gelenkdrehpunkte (Gelenkachsen) unterstützend einwirken.

III.2. Die Erfindung gemäß dem dritten Aspekt betrifft weiterhin eine Gelenkkettenführung mit einem Umlenkrad, um das eine Gelenkkette geführt ist, sowie mit einem Stützelement, welches mit den Kettengliedern vor deren Auftreffen auf das Umlenkrad Kontakt hat, wobei die Gelenkkette zwischen ihrer hauptsächlichen Laufrichtung und dem Umlenkrad einen abknickenden Verlauf hat. Die Gelenkkettenführung ist dadurch gekennzeichnet, dass das Stützelement im Bereich des abknickenden Verlaufs der Gelenkkette angeordnet und so ausgestaltet ist, dass die Bewegung der Kettenglieder vor ihrem Auftreffen auf das Umlenkrad der Bewegung der zugehörigen Zahnücken angepasst wird.

Die erläuterte Gelenkkettenführung kommt bei solchen Ketten zum Einsatz, die den genannten abknickenden Verlauf haben. Hierbei handelt es sich in der Regel um Förderketten, wo ein Auftreffen des Fördergutes auf das Umlenkrad vermieden werden soll. Bei diesen Gelenkketten wird

dann z.B. eine Anhebung der Kettenglieder vorgenommen, um die Geschwindigkeitsdifferenz zu verringern, mit der die Kettenglieder auf das Umlenkrad auftreffen. Diese Anhebung kann aufgrund des abknickenden Verlaufs stattfinden, ohne dass es zu einer unerwünschten Anhebung der Gelenkkette auf ihrer gesamten Länge käme, d.h. über das Niveau der hauptsächlichen Laufrichtung hinaus.

Das Stützelement steht vorzugsweise zu den Gelenkdrehpunkten (Gelenkachsen) zwischen den Kettengliedern in Kontakt, wodurch seine Anhebungsfunktion quasi pulsierend ausgeübt wird.

IV.1. Die Erfindung betrifft gemäß einem vierten Aspekt eine Gelenkkettenführung mit einem Umlenkrad, um welches eine Gelenkkette geführt ist. Die Gelenkkettenführung ist dadurch gekennzeichnet, dass das Umlenkrad mit Trägheitskompensationsmitteln gekoppelt ist, welche zur Drehbewegung des Umlenkrades synchrone Kräfte auf das Umlenkrad derart ausüben, dass Geschwindigkeitsschwankungen der Gelenkkette aufgrund trägheitsbedingter Einwirkungen des Umlenkrades reduziert werden.

Bei dem Umlenkrad kann es sich insbesondere um ein nicht aktiv angetriebenes Umlenkrad handeln, welches passiv von der Gelenkkette mitgedreht wird. Aufgrund des Polygoneffektes dreht sich ein herkömmliches Umlenkrad bei gleichförmiger Bewegungsgeschwindigkeit der Gelenkkette mit ungleichförmiger Winkelgeschwindigkeit, d.h. es treten ständig Drehmoment-Wechselwirkungen zwischen dem Umlenkrad und der Gelenkkette auf. Je nach Trägheit des Umlenkrades und der damit gekoppelten bewegten Massen sowie je nach Trägheit der Gelenkkette können hierdurch Rückwirkungen auf die Gelenkkette auftreten, welche deren gleichförmige Bahngeschwindigkeit stören und zu entsprechenden Geschwindigkeitsschwankungen führen. Diese Störungen werden durch die von den erfindungsgemäßen Trägheitskompensationsmitteln auf das Umlenkrad ausgeübten Kräfte (bzw. Drehmomenten) gemindert oder im Idealfall komplett kompensiert.

Für die Realisierung der genannten Trägheitskompensationsmittel stehen verschiedene Möglichkeiten zur Verfügung. Insbesondere kann ein Trägheitskompensationsmittel eine drehbar gelagerte Schwungmasse enthalten, welche als "Motor" eines Antriebssystems vermöge eines im ersten Aspekt der Erfindung beschriebenen Mechanismus mit dem Umlenkrad gekoppelt ist. Derartige Ausführungsformen sind somit vom ersten Aspekt der Erfindung umfasst.

Des Weiteren kann ein Trägheitskompensationsmittel eine drehbar gelagerte Schwungmasse enthalten, deren Welle (mittelbar oder unmittelbar) über ein auf einer Kurvenscheibe abrollendes Rad mit der Welle des Umlenkrades zusammenwirkend gekoppelt ist. Das Abrollen auf der Kurvenscheibe sorgt dabei für eine Umformung einer möglichst gleichmäßigen Drehung der Schwungmasse (annähernd konstante Winkelgeschwindigkeit) in eine ungleichmäßige Drehung des Umlenkrades, wobei durch geeignete Formgebung der Kurvenscheibe die ungleichmäßige Drehung des Umlenkrades gerade so eingestellt werden kann, dass sie zu einer gleichförmigen Bahngeschwindigkeit der Gelenkkette "passt".

V.1. Die Erfindung betrifft ferner ein Verfahren zum Antrieb des Antriebskettenrades einer Gelenkkette mit ungleichförmiger Drehzahl zwecks Ausgleich von Geschwindigkeitsschwankungen der Gelenkkette, welches dadurch gekennzeichnet ist, dass das Antriebskettenrad über ein flexibles Zugmittel angetrieben wird, und dass die effektive Länge des Lasttrums des Zugmittels synchron zur Drehung des Antriebskettenrades variiert wird. Die Längenveränderung des Lasttrums kann dabei

z.B. durch eine Auslenkung des Lasttrums oder eines der Räder, um welche das Zugmittel verläuft, erfolgen.

V.2. Gemäß einer alternativen Ausgestaltung des Verfahrens ist dieses dadurch gekennzeichnet, dass das Antriebskettenrad durch den Rotor eines Motors angetrieben wird, wobei der Stator des Motors synchron zur Drehung des Antriebskettenrades oszillierend bewegt wird.

Beide Verfahren garantieren in einer kostengünstig zu realisierenden und besonders störungssicheren Weise einen Antrieb des Antriebskettenrades mit ungleichförmiger Drehzahl, welche den Polygoneffekt des Antriebskettenrades kompensiert.

VI.1. Die Erfindung betrifft weiterhin ein Verfahren für den Antrieb einer Gelenkkette, insbesondere für den Zwischenantrieb einer gestreckten Gelenkkette, wobei ein mit Zähnen in die Gelenkkette eingreifendes Antriebsrad rotierend angetrieben wird. Das Verfahren ist dadurch gekennzeichnet, dass die Welle des Antriebsrades derart synchron zu ihrer eigenen Drehung und periodisch entsprechend der Zahnteilung des Antriebsrades parallelverschoben wird, dass der Kontaktpunkt zwischen der Gelenkkette und dem jeweils hierin eingreifenden Zahn sich auf einer vorgegebenen Bahn bewegt. Die vorgegebene Bahn kann bei einer Umschlingung des Antriebsrades durch die Gelenkkette ein Kreisbogen oder bei einem Zwischenantrieb mit Eingriff in eine gestreckte Gelenkkette eine gerade Strecke sein. Durch derartige Bahnen verbessert sich der Lauf der Gelenkkette. Insbesondere kann der Polygoneffekt und ein Verschleiß (durch eine Relativbewegung zwischen Gelenkkette und Zahn) minimiert werden. Nicht zuletzt werden auch nachteilige Effekte beim Einlaufen der Gelenkkette in die Zahnücken stark reduziert oder eliminiert.

Gemäß einer Weiterbildung des Verfahrens werden die Zähne relativ zum Antriebsrad um eine für jeden Zahn individuelle Drehachse geschwenkt, so dass sie während des Eingriffs in die Gelenkkette im Wesentlichen ihre räumliche Orientierung beibehalten, d.h. eine rein translatorische Bewegung ohne Rotation um eine Körperachse ausführen. Eine solche Eigenbewegung der Zähne kann als weiterer Freiheitsgrad für die Verschleißminderung und Vergleichmäßigung des Gelenkkettenantriebs ausgenutzt werden.

VII.1. Weiterhin betrifft die Erfindung ein Verfahren zur Führung einer um ein Umlenkrad laufenden Gelenkkette, welches dadurch gekennzeichnet ist, dass die Kettenglieder vor ihrem Auftreffen auf das Umlenkrad ausgelenkt (insbesondere angehoben) werden, um die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen den Kettengliedern und dem Umlenkrad (bzw. genauer zwischen den Kettengelenkpunkten und den zugehörigen Zahnücken des Umlenkrades) zum Zeitpunkt des Auftreffens zu verringern. Auf diese Weise können die mit dem Auftreffen verbundenen Stoßimpulse reduziert oder sogar ganz verhindert werden, was die Belastung der Gelenkkette sowie die entstehenden Laufgeräusche entsprechend verringert.

VIII.1. Schließlich betrifft die Erfindung ein Verfahren zur Führung einer um ein Umlenkrad laufenden Gelenkkette, welches dadurch gekennzeichnet ist, dass Kompensationskräfte, die zur Umdrehung des Umlenkrades synchron sind, auf das Umlenkrad derart ausgeübt werden, dass Geschwindigkeitsschwankungen der Gelenkkette aufgrund trägheitsbedingter Einwirkungen des Umlenkrades reduziert werden. Wie oben erläutert wurde, treten zwischen einer Gelenkkette und einem passiv mit dieser mitlaufenden Umlenkrad Kräfte bzw. Momente aufgrund des Polygoneffekts

und des Trägheitsmomentes des Umlenkrades auf. Durch die vorgeschlagene Ausübung von Kompensationskräften auf das Umlenkrad wird den Trägheitseffekten des Umlenkrades und der damit gekoppelten Massen entgegengewirkt, so dass die Bewegung der Gelenkkette möglichst ungestört und mit gleichförmiger Geschwindigkeit erfolgen kann.

#### Kurze Beschreibung der Figuren

Im Folgenden wird die Erfindung mit Hilfe der Figuren beispielhaft erläutert. Die Figuren 1-26 zeigen jeweils einen Gelenkkettenantrieb im Bereich des Antriebskettenrades der Gelenkkette, und insbesondere:

- Fig. 1 einen Gelenkkettenantrieb nach dem Stand der Technik;
  - Fig. 2 einen Gelenkkettenantrieb mit einer Veränderung des Lasttrums eines Zugmittels;
  - Fig. 3 einen Gelenkkettenantrieb nach Figur 2 mit zusätzlicher Spannrolle im Leertrum;
  - Fig. 4 einen Gelenkkettenantrieb mit zwei Spannrollen bei einer Drehung im Uhrzeigersinn und gegen den Uhrzeigersinn;
  - Fig. 5 einen Gelenkkettenantrieb mit einer unrunder Spannrolle am Lasttrum;
  - Fig. 6 einen Gelenkkettenantrieb mit je einer unrunder Spannrolle am Lasttrum und am Leertrum bei einer Drehung im Uhrzeigersinn und gegen den Uhrzeigersinn;
  - Fig. 7a einen Gelenkkettenantrieb mit einem periodisch ausgelenkten Antriebsmotor;
  - Fig. 7b einen Gelenkkettenantrieb mit einem exzentrisch angebrachten antreibenden Rad;
  - Fig. 8 einen Gelenkkettenantrieb mit einer Bewegung des Stators eines Antriebsmotors gemäß einer am Motor angebrachten Kurvenscheibe;
  - Fig. 9 einen Gelenkkettenantrieb nach Figur 8 mit zusätzlichen Spannrollen an Lasttrum und Leertrum;
  - Fig. 10 einen Gelenkkettenantrieb entsprechend Figur 8 mit Abtastelementen für beide Drehrichtungen der Gelenkkette;
  - Fig. 11 einen Gelenkkettenantrieb entsprechend Figur 10 mit einer Baueinheit für die Abtastelemente;
  - Fig. 12 bis 18 Gelenkkettenantriebe mit einem Kurvenelement auf der Achse des Antriebskettenrades und einem Hebelmechanismus zur Übertragung der abgetasteten Bewegung auf den Antriebsmotor;
  - Fig. 19 einen Gelenkkettenantrieb mit einem Stellmechanismus zur Bewegung des Motors;
  - Fig. 20 einen Gelenkkettenantrieb mit einem Kurbelmechanismus zur Bewegung des Motors;
  - Fig. 21 bis 25 Gelenkkettenführungen mit einem beweglichen Stützelement;
  - Fig. 26 eine Gelenkkettenführung bei einem abknickenden Verlauf der Gelenkkette.
- Die Figuren 27 bis 30 zeigen "passive" Gelenkkettenantriebe, bei denen eine Schwungmasse mit dem Antriebskettenrad zusammenwirkend gekoppelt ist, und zwar zeigt im Einzelnen:
- Fig. 27 einen Gelenkkettenantrieb, bei dem eine mit der Welle der Schwungmasse gekoppelte Scheibe auf einer Kurvenscheibe an der Welle des Umlenkrades abrollt;

- Fig. 28 einen Gelenkkettenantrieb, bei dem eine mit der Welle der Schwungmasse gekoppelte Scheibe über ein Zugmittel mit einer mit dem Umlenkrad gekoppelten Kurvenscheibe in Wirkverbindung steht;
- Fig. 29 einen Gelenkkettenantrieb, bei dem die Schwungmasse synchron zur Drehung des Umlenkrades geschwenkt wird;
- Fig. 30 einen Gelenkkettenantrieb, bei dem die Welle der Schwungmasse über ein Zugmittel mit dem Umlenkrad gekoppelt ist und die effektive Länge des Lasttrums des Zugmittels variiert wird.

Die restlichen Figuren zeigen einen Zwischenantrieb für eine Gelenkkette, und zwar

- Fig. 31 mit einem in einem Drehpunkt gelagerten Träger des Antriebsrades;
- Fig. 32 mit einem in einem Parallelogrammgelenk gelagerten Träger;
- Fig. 33 mit einem auf der Welle angeordneten Kurvenrad K zur Auslenkung des Antriebsrades;
- Fig. 34 mit einer linearen Führung des Trägers;
- Fig. 35 mit einer biaxialen linearen Führung des Trägers und zwei Kurvenrädern;
- Fig. 36 mit einer biaxialen linearen Führung des Trägers und zwei auf der Welle angeordneten Kurvenrädern.

#### Detaillierte Beschreibung der Figuren

Figur 1 stellt einen Gelenkkettenantrieb nach dem Stand der Technik dar und wurde eingangs bereits erläutert. Die in dieser Figur verwendeten Bezugszeichen sollen auch für die übrigen Figuren gelten, sofern die entsprechenden Teile gleich bleiben. Weiterhin sei darauf hingewiesen, dass alle Figuren nur die Konturen der Bauteile darstellen, d.h. die Bauteile selbst sind transparent.

Eine erste erfindungsgemäße Ausgestaltung eines ungleichförmigen Antriebs für das Antriebskettenrad A einer Gelenkkette G ist in Figur 2 dargestellt. Im Unterschied zum Stand der Technik nach Figur 1 sind bei diesem Gelenkkettenantrieb sowohl das treibende Rad 26 als auch das angetriebene Rad 24, welches mit dem Antriebskettenrad A des Gelenkkettenantriebs gekoppelt ist beziehungsweise auf dessen Welle sitzt, in herkömmlicher Weise kreisrund ausgebildet. Die Herstellung solcher Räder ist daher verhältnismäßig einfach und standardisiert. Die Ungleichförmigkeit der Übertragung der gleichförmigen Drehung des treibenden Rades 26 auf das angetriebene Rad 24 wird erfindungsgemäß dadurch verursacht, dass der Lasttrum dieses Antriebs (d.h. in Figur 2 der untere Abschnitt des Zugmittels Z bei einer Drehung des Antriebskettenrades A gegen den Uhrzeigersinn) von einer Spannrolle 20 verschieden stark eingedrückt wird, so dass sich seine effektive Länge ändert. Das Ausmaß des Eindrückens des Lasttrums wird dabei von einem Abtastmechanismus gesteuert, welcher eine Abtastrolle 23 enthält, die über einen spitzwinkligen, im ortsfesten Drehpunkt 21 gelagerten und mit der Spannrolle 20 verbundenen Hebel 22 getragen wird. Die Abtastrolle 23 liegt an dem Umfang einer auf der Welle des Antriebskettenrades A angeordneten Kurvenscheibe 25 an und tastet deren Kurvenform ab. Eine Feder 27 sorgt dabei auch dann für einen Kontakt zur Kurvenscheibe 25, wenn im Lasttrum keine Spannung herrschen sollte. Die äußere Form dieser Kurvenscheibe kann empirisch oder theoretisch in einfacher Weise so bestimmt werden, dass je nach den konkreten konstruktiven Gegebenheiten eine derartige Ungleichförmigkeit der Drehzahl des Antriebskettenrades A entsteht, die Geschwindigkeitsschwankungen der Gelenkkette G möglichst gut ausgleicht. Eine mögliche Kurvenform wird z.B. durch die folgende

Abhängigkeit des Radius  $r$  der Kurvenscheibe vom Polarwinkel  $\varphi$  (gemessen zwischen einem Referenzradius und dem betrachteten Radius in der Einheit rad) beschrieben:

$$r(\varphi) = R_0 + d \cdot f(n \cdot \varphi),$$

wobei  $R_0$  der mittlere Radius,  $d < R_0$  die Radiusvariation und  $n$  eine natürliche Zahl ist. Die Funktion  $f$  soll betragsmäßig  $\leq 1$  und periodisch mit der Periode  $2\pi$  sein,  $f(x+2\pi) = f(x)$ , und kann z.B. durch eine Sinusfunktion oder Sinusähnliche Funktion realisiert werden.

Das Zugmittel  $Z$  kann sowohl kraftschlüssig (zum Beispiel als Keilriemen) als auch formschlüssig (zum Beispiel als Gelenkkette oder Zahnriemen) wirken, da ein eventueller Schlupf zwischen den beiden Rädern 26 und 24 für die Kompensationswirkung des Mechanismus unbeachtlich ist.

Bei der in Figur 2 gezeigten sowie bei allen anderen noch zu erläuternden Konstruktionen werden die Lager beweglicher Teile möglichst geräuschkämmend ausgebildet, was zum Beispiel durch die Zwischenschaltung von Kunststoffhülsen geschehen kann.

Bei der in Figur 3 gezeigten Abwandlung des Gelenkkettenantriebs aus Figur 2 ist am Leertrum des Zugmittels  $Z$  eine weitere Spannrolle 30 vorgesehen, welche jedoch nicht mit der Abtastung der Kurvenscheibe gekoppelt ist, sondern lediglich unter Wirkung einer Federkraft den Leertrum straff hält.

Figur 4 zeigt eine Weiterbildung des Gelenkkettenantriebs, welche für eine Drehung des Antriebskettenrades  $A$  in beide Richtungen geeignet ist. Der obere Teil von Figur 4 zeigt dabei eine Drehung des Antriebskettenrades gegen den Uhrzeigersinn und der untere Teil eine Drehung im Uhrzeigersinn (vgl. Pfeile an der Gelenkkette). Bei dieser Ausgestaltung ist der um eine ortsfeste Drehachse 46 schwenkbare Hebel 42 gabelförmig ausgebildet, wobei die Gabel die Kurvenscheibe 45 auf der Welle des Antriebskettenrades  $A$  umgreift. Am Hebel sind über zwei schwenkbewegliche Arme 41 zwei Spannrollen angeordnet, von denen die eine 40a am oberen Abschnitt und die andere 40b am unteren Abschnitt des Zugmittels  $Z$  anliegt. Die Arme 41 werden über einen Federmechanismus (nicht dargestellt) in eine möglichst dicht am Hebel 42 anliegende Position gedrängt.

Bei der oberen Darstellung von Figur 4 findet eine Drehung des Antriebskettenrades  $A$  gegen den Uhrzeigersinn statt. Dementsprechend ist der untere Abschnitt des Zugmittels  $Z$  der Lasttrum, in welchem eine große Kraft herrscht. Diese spannt den Lasttrum so weit wie möglich, was eine entsprechend große nach unten gerichtete Kraft auf die Spannrolle 40b ausübt. Diese nach unten gerichtete Kraft verursacht zum einen, dass sich der Arm dieser Spannrolle 40b etwa senkrecht zum Hebel 42 stellt, und zum anderen, dass der ganze Hebel 42 nach unten gezogen wird, bis die obere Abtastrolle 43a mit der Kurvenscheibe 45 in Kontakt kommt. Ähnlich wie bei dem in Figur 3 dargestellten Mechanismus wird somit die Kurvenscheibe 45 von der Abtastrolle 43a abgetastet und die hierdurch erzeugte Bewegung vermöge der Spannrolle 40b in eine entsprechende Verkürzung des Lasttrums übertragen. Die zweite Spannrolle 40a wirkt in diesem Zustand lediglich als federbelastete Spannrolle für den Leertrum.

Bei einer Änderung der Drehrichtung kehren sich wie im unteren Teil von Figur 4 gezeigt die Funktionen der Spannrollen und Abtastrollen um, wobei dieselbe gewünschte ungleichförmige Drehzahl des Antriebskettenrades  $A$  erzeugt wird.

In Figur 5 ist eine alternative Möglichkeit zur Längenveränderung des Lasttrums dargestellt. Dabei wirkt ein Unrundrad 51 mit einer ortsfesten Drehachse auf den Lasttrum des Zugmittels  $Z$  ein, wobei die Umfangsform des Unrundrades so gewählt ist, dass die gewünschte kompensatorische



Ungleichförmigkeit der Drehzahl am Antriebskettenrad A entsteht. Das Unrundrad steht vorzugsweise in formschlüssigem Eingriff mit dem Zugmittel Z, so dass es von diesem synchron mitgedreht wird. Alternativ oder zusätzlich kann das Unrundrad natürlich auch auf andere Art synchron mit dem Antriebskettenrad A gedreht werden. Da das Unrundrad keine Antriebsdrehmomente übertragen muss, unterliegt es trotz seiner nicht runden Form nur einem geringen Verschleiß.

Figur 6 zeigt eine Ausführungsform mit zwei schwenkbeweglich an Hebeln 62 mit der ortsfesten Schwenkachse 63 gelagerten und unter der Wirkung einer Feder an das Zugmittel Z angedrückten Unrundrädern 61a und 61b, von denen eines je nach Drehrichtung des Antriebskettenrades A am jeweiligen Lasttrum und das andere am jeweiligen Leertrum anliegt. Durch die Spannung im Lasttrum wird das hieran anliegende Unrundrad (61b im oberen Teil der Figur bei Drehung des Antriebskettenrades A gegen den Uhrzeigersinn; 61a im unteren Teil der Figur bei Drehung des Antriebskettenrades A im Uhrzeigersinn) dabei gegen einen ortsfesten Anschlag 64 gedrückt, so dass es sich effektiv wie ein Rad mit ortsfester Drehachse verhält.

Figur 7a betrifft eine erste alternative Möglichkeit zur Längenveränderung des Lasttrums des Zugmittels Z. Hierbei sitzt das antreibende Rad R1 auf der Welle eines Motors M, welcher seinerseits am Ende eines Hebels 73 schwenkbar um eine ortsfeste Drehachse 75 gelagert ist. Auf der Welle des Motors ist ferner eine Kurvenscheibe 72 angeordnet, welche mit einer ortsfesten Abtastrolle 71 derart zusammenwirkt, dass sie den Motor M synchron zum Antriebskettenrad A verschwenkt (s. Doppelpfeil). Das Zugmittel Z erfährt hierdurch eine periodische Streckung, welche die gewünschte ungleichförmige Drehzahl erzeugt.

Figur 7b zeigt eine zweite alternative Möglichkeit zur Längenveränderung des Lasttrums des Zugmittels Z bzw. zur Veränderung des wirksamen Radius des antreibenden Rades. Hierbei sitzt das antreibende Rad 77 exzentrisch auf der Rotorwelle 76 des Motors M. Bei dem Rad 77 kann es sich um ein kostengünstig herstellbares (rundes) Standardrad handeln. Um eine Phasenverschiebung durch Schlupf zu verhindern, sollte das Rad 77 formschlüssig mit dem Zugmittel Z zusammenwirken (z.B. als Kettenrad und Rollenkette). Wenn das Untersetzungsverhältnis zwischen dem antreibenden Rad 77 und dem angetriebenen Rad R2 gleich der Zähnezahl des Antriebskettenrades A ist (in der Figur also 6:1, d.h. pro Teilung der Gelenkkette G macht das Rad 77 eine Umdrehung), tritt durch die Exzentrizität eine gewisse Kompensation oder Reduktion des Polygoneffektes ein.

In den Figuren 8 bis 20 sind alternative Ausgestaltungen eines Gelenkkettenantriebes dargestellt. Diese basieren auf einem Gelenkkettenantrieb, bei welchem ein Motor beziehungsweise ein Motor mit Getriebe (Getriebemotor) M (dargestellt durch eine rechteckige Kontur in den Figuren) an der Welle des Antriebskettenrades A angebracht ist. Dabei ist speziell der Rotor des Motors mit der Antriebswelle gekoppelt, während der Stator, das heißt das äußere Gehäuse des Motors, in Grenzen frei beweglich ist. Für das vorliegende Beispiel sei angenommen, dass der Motor ein Elektromotor sei. Bei einer Stromzufuhr zum Motor wird der Rotor in Drehung versetzt und dabei auf den Stator ein entgegengesetzt gerichtetes Drehmoment ausgeübt. Damit sich der Stator nicht selber entgegengesetzt zum Rotor dreht, ist er an einer Drehmomentstütze abgestützt, zum Beispiel am Boden der Werkshalle. Während beim Stand der Technik zwischen Stator und Drehmomentstütze in Krafrichtung keine Relativbewegung stattfindet, wird erfindungsgemäß eine bewegliche Abstützung vorgeschlagen. Diese ist bei dem Gelenkkettenantrieb nach Figur 8 dadurch realisiert, dass am Ende des Stators beziehungsweise Motors M drehbeweglich ein Kurvenelement in Form einer

Kurvenscheibe 81 angeordnet ist, welche sich auf einem ortsfesten (z.B. mit dem Boden der Werkshalle verbundenen) Abtastelement in Form einer Abtastrolle 82 abstützt. Der Motor M wird dabei vorzugsweise von einer Feder 83 mit definierter Andruckkraft gegen die Abtastrolle 82 gedrückt, so dass er nicht von dieser abhebt. Die Kurvenscheibe 81 wird nun synchron zur Drehung des Antriebskettenrades A in Drehung versetzt, wobei im dargestellten Beispiel die Übertragung der Drehbewegung vom Antriebskettenrad A auf die Kurvenscheibe 81 über einen Zugmittelantrieb mit den Rädern R2 am Antriebskettenrad A und R1 an der Kurvenscheibe 81 erfolgt. Um eine Phasenverschiebung zwischen dem Antriebskettenrad A und der Kurvenscheibe 81 zu verhindern, sollte dabei ein formschlüssiger Antrieb mit einem Zahnriemen Z, einer Rollenkette oder dergleichen verwendet werden.

Bei einer Stromzufuhr zum Motor (beziehungsweise dem Anlaufen eines Verbrennungsmotors) wird dessen Rotor in Bewegung versetzt, welcher das Antriebskettenrad A der Gelenkkette antreibt. Die Drehung des Antriebskettenrades wird über das hiermit gekoppelte Rad R2 und das Zugmittel Z auf das Rad R1 an der Kurvenscheibe 81 übertragen, so dass diese synchron mit einem vorgegebenen Übersetzungsverhältnis gedreht wird und durch ihren Kontakt mit der Abtastrolle 82 den Stator M in gewünschter Weise hebt und senkt. Diese Bewegungen des Stators überlagern sich der relativ zum Stator gleichförmigen Drehung des Rotors, so dass insgesamt am Antriebskettenrad A der gewünschte ungleichförmige Drehantrieb entsteht.

Bei der Ausgestaltung nach Figur 9 ist jeweils eine Spannrolle 91, 92 am Lasttrum und am Leertrum des Zugmittels vorgesehen, um gewünschtenfalls gezielt eine Phasenverschiebung zwischen dem Antriebskettenrad und der Kurvenscheibe vornehmen zu können.

Figur 10 zeigt eine Weiterentwicklung des Systems nach Figur 8, welche für beide Drehrichtungen des Antriebskettenrades A geeignet ist (gezeigt ist eine Drehung des Antriebskettenrades A gegen den Uhrzeigersinn). Zu diesem Zweck ist sowohl unterhalb als auch oberhalb der drehbeweglich am Motor M gelagerten Kurvenscheibe 101 eine ortsfest gelagerte Abtastrolle 102 beziehungsweise 103 vorgesehen. Aufgrund der Kraftverhältnisse legt sich die Kurvenscheibe 101 je nach Drehrichtung an die untere beziehungsweise obere Abtastrolle an, so dass in Zusammenarbeit mit der Kurvenscheibe die gewünschte Aufundabbewegung des Motors erzeugt wird. Der Motor ist ferner vorzugsweise mit einem höhenverstellbaren Feder- und Dämpfungselement 104 gekoppelt, welches für eine Kompensation des Motorgewichts und einen in jedem Falle ausreichenden Kontaktdruck zwischen Kurvenscheibe und Abtastrolle sorgt.

Die in Figur 11 dargestellte Ausführungsform unterscheidet sich von derjenigen aus Figur 10 dadurch, dass die Abtastrollen an einem Trägerelement 111 angeordnet sind, welches mit einem Ende an der Welle des Antriebskettenrades A befestigt und drehbar gelagert ist. Zusätzlich ist eine Justiereinrichtung 112 vorgesehen, mit der sich die genaue Position der Abtastrollen und damit der Phasenwinkel einstellen lässt. Eine derartige Baugruppe lässt sich leichter montieren, da die relevanten Abstände durch das Trägerelement vorgegeben sind.

Die Figuren 12 bis 18 zeigen alternative Möglichkeiten zur Bewegung des Motors beziehungsweise Stators M, wobei die Kurvenscheiben 121, 131, 141, 151, 161, 171, 181 jeweils unmittelbar auf der Welle des Antriebskettenrades A angeordnet sind. Die Kurvenscheibe 121, 131 beziehungsweise 141 wird bei den Konstruktionen der Figuren 12 bis 14 von einer Abtastrolle 122, 132 beziehungsweise 142 abgetastet, die ihre Bewegung über einen Hebel 125, 135 beziehungsweise 145, der in einem ortsfesten Gelenk 124, 134 oder auf einer Rolle 144 beweglich gelagert ist, und über einen Arm 123, 133 beziehungsweise 143 auf den Stator/Motor überträgt. Die erläuterten

Varianten können wahlweise je nach den räumlichen Gegebenheiten eingesetzt oder auch abgewandelt werden.

Die Anordnung nach Figur 15 hat eine noch kompaktere Bauweise, wobei ein Hebel 155 in einem Gelenk 156 drehbeweglich mit dem Stator M verbunden ist und am in der Figur linken Ende des Hebels eine Abtastrolle 152, die auf der Kurvenscheibe 151 abrollt, und am rechten Ende des Hebels eine Stützrolle 153, die auf einer geräuschgedämmten ortsfesten Unterlage 154 abrollt, angeordnet sind.

Figur 16 zeigt eine Abwandlung der Konstruktion nach Figur 15, welche im Wesentlichen symmetrisch mit einem gabelförmigen Hebel 165 und einer oberhalb und einer unterhalb der Kurvenscheibe 161 befindlichen Abtastrolle 162a bzw. 162b sowie zwei Laufflächen 164 ausgestaltet ist. Diese Konstruktion ermöglicht den Betrieb des Antriebskettenrades in beiden Drehrichtungen.

Die Figuren 17 und 18 zeigen eine weitere Variante der Abtastung einer Kurvenscheibe 171 bzw. 181, wobei die verwendete mehrteilige Hebelkonstruktion 172 bzw. 182 Drehgelenke verwendet und einen sehr kompakten Aufbau gewährleistet. Bei Figur 17 stützt sich die Hebelkonstruktion 172 auf einer ortsfesten Unterlage 173 ab, während bei Figur 18 die Hebelkonstruktion 182 ortsfest drehgelenkig (in einem Gelenk 183) gelagert ist.

Zwei alternative Möglichkeiten zur Bewegung des Motors bzw. Stators M sind in den Figuren 19 und 20 dargestellt. Bei dem Gelenkkettenantrieb nach Figur 19 wird der Motor M von einer aktiven Hebeeinrichtung wie z.B. einem hydraulischen Zylinder 191 in der gewünschten Weise periodisch geschwenkt.

Bei der Variante nach Figur 20 ist ein mit dem Antriebskettenrad A gekoppelter Kurbelantrieb 202 vorgesehen, welcher über ein Pleuel 203 einen an einem Ende ortsfest montierten Kniehebel 201 periodisch einknickt. Am anderen Ende des Kniehebels ist der Motor M angebracht, so dass dieser durch das Einknicken in der gewünschten Weise auf und ab bewegt wird.

Die Figuren 21 bis 25 stellen verschiedene Lösungen dar, um den Einlaufstoß zu reduzieren, welcher beim Auftreffen eines sich abwärts bewegenden Gelenkdrehpunktes P auf die sich aufwärts bewegende Zahnücke des Antriebskettenrades A entsteht.

Bei der in Figur 21 gezeigten ersten Variante ist ein Stützelement in Form einer die Laschen der Kettenglieder K kontaktierenden Stützrolle 212 vorgesehen. Die Stützrolle 212 ist dabei an einem Hebel 211 angebracht, welcher mit einem Ende in einer ortsfesten Drehachse 214 gelagert ist. Das andere Ende des Hebels 211 ragt in den Bereich neben dem Antriebskettenrad A hinein. Dort sind um den Mittelpunkt des Antriebskettenrades A gleichmäßig verteilt so viele Mitnehmer-Nocken 213 beidseitig auf dem Antriebskettenrad A angeordnet, wie dieses Zähne bzw. Zahnücken hat. Bei der Drehung des Antriebskettenrades A kommen die Mitnehmer-Nocken 213 mit dem genannten Ende des Hebels 211 in Kontakt und heben dieses ein Stück weit an, was zu einer entsprechenden Anhebung der Stützrolle 212 und damit der Gelenkkette G führt. Durch diese Anhebung verringert sich die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen der Gelenkkette G und somit auch des gerade einlaufenden Gelenkdrehpunktes P und der zugehörigen Zahnücke des Antriebskettenrades A. Die Mitnehmer 213 können insbesondere aus Kunststoff, aus gehärtetem Stahl, als Rollen, als Kugellager oder als Kugellagerrollen ausgebildet sein. Die Stützrolle 212 kann aus geräuschdämmend beschichtetem Metall (z.B. Stahl, Aluminiumdruckguss) bestehen, oder ihre

Oberfläche kann aus ungehärtetem oder gehärtetem Metall sein, das über dämmende Zwischenschichten gelagert ist.

Die Ausgestaltung nach Figur 22 unterscheidet sich von derjenigen nach Figur 21 vornehmlich dadurch, dass die Mitnehmer 223 auf Winkel der Zahnlücken des Antriebskettenrades liegen, wodurch sie in einem größeren radialen Abstand von der Welle angeordnet werden können. Ferner ist die am Ende des Hebels 221 ausgebildete Kontaktschicht 224 zu den Mitnehmern geräuschkämmend ausgebildet.

Die Ausgestaltung nach Figur 23 unterscheidet sich von derjenigen nach Figur 21 bzw. 22 dadurch, dass das die Mitnehmer 233 abtastende Ende 232 des Hebels 231 abgeschrägt ausgebildet ist. Dieses Ende kann auch eine gekrümmte Form haben und/oder in seiner Neigung verstellbar sein.

Figur 24 zeigt eine Gelenkkettenführung ähnlich Figur 23, wobei jedoch an dem Stützelement 241 eine Gleitfläche 242 aus einem geräuschkämmenden und reibungsreduzierendem Material ausgebildet ist, die mit den Gelenkdrehpunkten P (Bolzen, Buchse, Schonrolle, Laufrolle etc.) in Kontakt tritt.

Bei Figur 25 wird eine ruhigere Bewegung des Hebels 251 mit der Stützrolle 255 erzielt, indem das freie Ende des Hebels mit einer Rolle 252 versehen ist, die eine auf der Welle des Antriebskettenrades angeordnete Kurvenscheibe 253 abtastet. Vorzugsweise umgreift der Hebel 251 (vor und hinter der Zeichenebene in Figur 25) das Antriebskettenrad gabelförmig, so dass beidseits des Antriebskettenrades jeweils eine Stützrolle 255 angeordnet ist.

In Figur 26 ist eine Lösung gezeigt, welche insbesondere bei Förderketten zur Anwendung kommen kann. Bei diesen wird häufig die Gelenkkette auf einer Laufschiene 262 geradlinig geführt, von welcher sie kurz vor dem Antriebskettenrad A nach unten abknickt. Durch dieses Abknicken wird verhindert, dass auf der Gelenkkette transportierte Güter durch den Polygoneffekt angehoben bzw. gesenkt werden und auf das Antriebskettenrad A aufstoßen.

Bei der in Figur 26 dargestellten Ausgestaltung ist die mit den Gelenkdrehpunkten P in Kontakt stehende Laufschiene 262 in den abknickenden Bereich hinein verlängert, wobei sie zunächst dem abknickenden Verlauf folgt. An ihrem Ende weist sie jedoch einen ansteigenden Abschnitt 263 auf. Dieser führt dazu, dass ein darüber laufender Gelenkdrehpunkt P und hierüber auch der gerade im Einlauf in die Zahnücke des Antriebskettenrades A befindliche (und in Zugrichtung hiervor gelegene) Gelenkdrehpunkt P angehoben wird, um die gewünschte Reduzierung der Geschwindigkeitsdifferenzen zu erreichen. Die Anhebung bleibt jedoch insgesamt unter dem Niveau der Laufschiene 262, so dass sie sich nicht auf den Lauf der restlichen Gelenkkette G auswirkt.

Die Figuren 27 bis 30 zeigen einen "passiven" Gelenkkettenantrieb. Dieser enthält ein Antriebskettenrad A, um das die Gelenkkette G im dargestellten Beispiel um 180° umläuft, so dass sie eine Richtungsumkehr vollzieht. Das Antriebskettenrad A kann daher auch als Umlenkrad bezeichnet werden. Anders als bei den Figuren 1 bis 20 wird das Umlenkrad A nicht aktiv angetrieben, sondern im Prinzip nur passiv von der Gelenkkette mitgedreht. Aufgrund des Polygoneffektes führt dabei eine gleichförmige lineare Bewegungsgeschwindigkeit der Gelenkkette G zur einer ungleichförmigen Winkelgeschwindigkeit des Umlenkrades A, was aufgrund der Trägheit des Umlenkrades A und der damit gekoppelten Massen wiederum Rückwirkungen auf die Gelenkkette G hat und dort zu Geschwindigkeitsschwankungen führt.

Zur Kompensation der genannten Geschwindigkeitsschwankungen ist bei den Figuren 27 bis 30 eine drehbar gelagerte Schwungmasse S vorgesehen, die über verschiedene Kopplungsmechanismen

mit dem Umlenkrad A in Wirkverbindung steht, wobei diese Mechanismen so ausgestaltet sind, dass sie eine gleichförmige Rotation der Schwungmasse S in eine ungleichförmige, den Polygoneffekt kompensierende Drehung des Umlenkrades A umwandeln. Wenn die Schwungmasse S als (Trägheits-) "Motor" betrachtet wird, können somit grundsätzlich für die genannten Mechanismen alle oben erläuterten, von aktiven Antriebssystemen bekannten Konstruktionen verwendet werden.

Figur 27 zeigt einen ersten Mechanismus, bei dem auf der Welle des Umlenkrades A eine Kurvenscheibe 605 angeordnet ist. Die erwähnte Schwungmasse S ist mit einer Drehwelle 601 am (in der Figur oberen) Ende eines Hebels 602 gelagert, welcher seinerseits an seinem unteren Ende in einem ortsfesten Gelenk 603 schwenkbeweglich gelagert ist. Ferner sitzt auf der Drehwelle 601 ein Reibrad 606, welches auf einer auf der Welle des Umlenkrades A angeordneten Kurvenscheibe 605 abrollt. Der Hebel 602 wird dabei durch eine nicht näher dargestellte Feder in Kontakt gegen die Kurvenscheibe 605 gedrückt. Durch die Reibung zwischen dem Reibrad 606 und der Kurvenscheibe 605 werden die Drehungen von Schwungmasse S und Umlenkrad A gekoppelt, wobei durch entsprechende Auslegung der Kurvenscheibe 605 erreicht werden kann, dass gerade eine gleichförmige Drehung der Schwungmasse S in eine den Polygoneffekt kompensierende ungleichförmige Drehung des Umlenkrades A umgewandelt wird, d.h. wiederum zu einer gleichförmigen Bahngeschwindigkeit der Gelenkkette G führt.

In Figur 28 ist eine Abwandlung des Mechanismus von Figur 27 dargestellt, bei der die Schwungmasse S in einem ortsfesten Drehgelenk gelagert ist. Auf der Welle 611 der Schwungmasse S ist schwenkbeweglich das Ende eines Hebels 612 angeordnet, an dessen anderem Ende ein Reibrad 616 drehbar angebracht ist. Ferner läuft ein Riemen Z um die Welle 611 und das Reibrad 616 um, wobei der Rücken dieses Riemens im Bereich des Reibrades 616 am Umfang einer auf der Welle des Umlenkrades A angeordneten Kurvenscheibe 615 abrollt und hierdurch für eine Reibungskopplung sorgt. Ein definierter Anlagedruck zwischen dem Reibrad 616 und der Kurvenscheibe 615 wird durch eine am Hebel 612 angreifende Feder 614 gewährleistet.

Figur 29 zeigt eine Ausführungsform, bei der die Schwungmasse S mit ihrer Welle 621 an einem Träger 628 (rechteckiger Block) angeordnet ist. Der Träger 628 ist seinerseits mit seinem in der Figur linken Ende auf der Welle des Antriebskettenrades A schwenkbeweglich gelagert, so dass zusammen mit dem Träger auch die Schwungmasse S um diese Welle schwenkbar ist. Ein Zugmittel Z koppelt ein Rad R1 auf der Welle 621 der Schwungmasse S mit einem Rad R2 auf der Welle des Umlenkrades A. Der Träger 628 ist in einem Gelenkbolzen 629 mit einem Hebel 622 gekoppelt, welcher über einen Zwischenarm 627 in einem ortsfesten Drehgelenk 623 schwenkbar gelagert ist. Zusammen mit dem Hebel 622 kann daher auch der Träger 628 und mit diesem die Welle 621 der Schwungmasse S verschwenkt werden (s. Doppelpfeil). Am freien Ende des Hebels 622 ist eine drehbewegliche Abtastrolle 626 angeordnet, welche auf einer Kurvenscheibe 625 abrollt, die auf der Welle des Umlenkrades A sitzt. Eine am Hebel 622 angreifende Feder 624 sorgt dabei für eine ständige Anlage der Abtastrolle 626 an der Kurvenscheibe 625. Über den beschriebenen Abtastmechanismus erfolgt eine Aufundabbewegung der Schwungmasse S synchron zur Drehung des Umlenkrades A. Diese wirkt sich bei entsprechender Formgebung der Kurvenscheibe 625 kompensierend auf den Polygoneffekt aus. Die Funktion des Mechanismus ist ähnlich wie bei den Ausführungsformen der Figuren 8 bis 20, wobei der Träger 628 dem dortigen Stator des Getriebemotors entspricht und vorausgesetzt sei, dass das Übersetzungsverhältnis der Räder  $R1:R2$  ungleich Eins ist.

Figur 30 zeigt eine weitere Ausführungsform, welche analog zu den Gelenkkettenantrieben nach den Figuren 2 bis 4 ist, wobei anstelle des Motors die Schwungmasse S dient, die in einer ortsfesten Drehachse gelagert ist. Ein auf der Welle 631 der Schwungmasse S sitzendes Rad R1 ist über ein umlaufendes Zugmittel Z mit einem auf der Welle des Umlenkrades A sitzenden Rad R2 gekoppelt. Des Weiteren ist ein Hebel 632 vorhanden, welcher in einem ortsfesten Drehgelenk 637 gelagert ist und an einem Ende eine Abtastrolle 636 trägt, die auf einer Kurvenscheibe 635 abrollt, welche auf der Welle des Umlenkrades A sitzt. Mittels einer Feder 634 wird der Hebel 632 gegen die Kurvenscheibe 635 gedrückt. Weiterhin trägt der Hebel 632 zwei Spannrollen 633a und 633b, die am oberen bzw. unteren Trum des Zugmittels Z anliegen. Bei einer Bewegung des Hebels 632 entsprechend der Kurvenscheibe 635 sorgen die Spannrollen 633a und 633b dann für eine Veränderung der effektiven Längen der Trume, was zu der gewünschten ungleichförmigen Kopplung zwischen der Schwungmasse S und dem Umlenkrad A führt. Es sei darauf hingewiesen, dass ein derartiges System aus geometrischen Gründen eine gewisse Elastizität aufweisen muss, um verschiedene Schwenkstellungen des Hebels 632 zu erlauben. Zum Beispiel kann das Zugmittel Z ein längenelastischer Riemen sein, oder mindestens eine der Spannrollen 633a, 633b kann verschiebbeweglich am Hebel 632 gelagert werden.

In Figur 31 ist schematisch eine Seitenansicht eines erfindungsgemäßen Gelenkkettenantriebs gemäß einem weiteren Aspekt der Erfindung dargestellt, wobei es sich in diesem Beispiel um einen Zwischenantrieb handelt, der in eine gestreckte Gelenkkette G eingreift. Die Gelenkkette G besteht aus einzelnen Kettengliedern K, die in Gelenkdrehpunkten P (Bolzen, Buchsen etc.) schwenkbeweglich miteinander verknüpft sind. Durch den Zwischenantrieb soll die Bewegung der Gelenkkette in Pfeilrichtung unterstützt werden. Durch eventuelle Ergänzung weiterer Zwischenantriebe auf der Förderstrecke wird erreicht, dass die in der Gelenkkette G herrschenden Zugkräfte nicht zu hoch werden.

Der Zwischenantrieb der Gelenkkette G erfolgt grundsätzlich durch ein von einem Motor M rotierend um eine Welle W angetriebenes Antriebsrad A, welches mit Zähnen Z in die Lücken zwischen den Kettengliedern K eingreift und dabei eine Zugbewegung auf die Gelenkdrehpunkte P überträgt. Beim Stand der Technik wird für einen derartigen Zwischenantrieb im Allgemeinen ein mit gleichförmiger Drehzahl angetriebenes Antriebsrad mit feststehenden Zähnen und einer ortsfesten Welle W verwendet. Dies hat jedoch den Nachteil, dass die Geschwindigkeitsübertragung auf die Gelenkkette G aufgrund des sogenannten Polygoneffektes (variiender effektiver Abstand eines Zahnes zur Drehachse) ungleichmäßig wird. Ferner kommt es zu einer Relativbewegung zwischen den Zähnen und den Kettengliedern K, was aufgrund der gleichzeitig wirkenden hohen Kräfte einen großen Verschleiß zur Folge hat. Nicht zuletzt entstehen auch beim Einlaufen der Gelenkkette G in das Antriebsrad Impulsstöße, die zu einem Verschleiß und zu einer Geräuschentwicklung führen.

Um die genannten Probleme zu minimieren, ist erfindungsgemäß vorgesehen, dass die Welle W des Antriebsrades A - und damit das Antriebsrad A selbst - parallel verschiebbeweglich (innerhalb der Zeichenebene von Figur 31) gelagert wird. Während der Drehung des Antriebsrades A kann sie daher synchron so verlagert werden, dass den geschilderten Effekten entgegengewirkt wird.

Ein entsprechender Bewegungsmechanismus für die Welle W ist bei der Ausgestaltung gemäß Figur 31 durch einen starren Träger 511 realisiert, welcher in einem ortsfesten Drehpunkt 510 schwenkbeweglich gelagert ist. An dem Träger 511 ist wiederum die Welle W gelagert, so dass diese bei einer Schwenkbewegung des Trägers 511 um den Drehpunkt 510 mitgenommen wird. Die Schwenkbewegung des Trägers 511 wird durch ein Kurvenrad 513 verursacht, welches

drehbeweglich an einem (dem Drehpunkt 510 gegenüberliegenden) Ende des Trägers 511 gelagert ist und eine ortsfeste Abtastrolle 512 abtastet. Das Kurvenrad 513 ist über ein Zugmittel 514 (Kette, Riemen etc.) mit der Welle W gekoppelt, so dass es sich hierzu synchron dreht (und im dargestellten Beispiel im Verhältnis 1:1, was jedoch nicht zwingend ist). Ferner weist das Kurvenrad 513 dieselbe Periodizität seiner Umfangskontur auf wie das Antriebsrad A. Das heißt, dass es entsprechend den sechs Zähnen Z des Antriebsrades A sechseckig ausgebildet ist. Wenn die Welle W somit eine Drehbewegung um  $360^\circ/6 = 60^\circ$  ausführt und damit die Zähne des Antriebsrades A wieder eine deckungsgleiche Position annehmen, hat sich auch das Kurvenrad 513 um genau eine Periode weitergedreht und wieder eine deckungsgleiche Position angenommen. Die Schwenkbewegung des Trägers 511 um den Drehpunkt 510 erfolgt somit synchron zur Drehung der Welle W sowie entsprechend der Periode der Zahnteilung des Antriebsrades A.

Die wie beschrieben erzeugte Auf-und-ab Bewegung der Welle W wird durch entsprechende Auslegung des Kurvenrades 513 so dimensioniert, dass der Kontaktpunkt X zwischen dem in die Gelenkkette G gerade eingreifenden Zahn Z und dem Gelenkdrehpunkt P (welcher bei ortsfester Welle W und feststehenden Zähnen Z einen Kreisbogen um die Wellenachse beschreiben würde) sich im Wesentlichen linear in der Ebene der Gelenkkette G bewegt.

Zusätzlich zur Parallelverschiebung der Welle W ist bei der in Figur 31 dargestellten Ausführungsform eine weitere Maßnahme zur Vergleichmäßigung des Antriebs vorgesehen. Diese besteht entsprechend der DE 199 45 921 A1 darin, dass die Zähne Z als im Wesentlichen L-förmige Segmente ausgebildet sind, welche jeweils in einer (zur Welle W parallelen) Drehachse D am Umfang des Antriebsrades A gelagert sind. Die Zähne Z weisen ferner jeweils eine Abtastrolle R auf, mit welcher sie unter dem Druck einer nicht näher dargestellten Feder an einem Kurvenelement K entlang fahren. Das Kurvenelement K ist am Träger 511 fixiert, so dass es an der Drehung des Antriebsrades A nicht teilnimmt, wohl jedoch an der Parallelverschiebung der Welle W.

Die abgetastete Kontur des Kurvenelementes K ist so ausgelegt, dass die Zähne Z während ihres Eingriffes in die Gelenkkette G im Wesentlichen eine Verschiebung mit gleichbleibender Orientierung im Raum, d.h. ohne Rotation um eine Körperachse ausführen. Da sich der Drehpunkt D der Zähne Z auf einem Kreisbogen um die Welle W bewegt, wird eine solche Parallelverschiebung erreicht, wenn die Rolle R auf einem entsprechenden kreisbogenförmigen Abschnitt des Kurvenelementes K entlang fährt.

Zusammen mit der vorstehend beschriebenen Auf-und-ab Bewegung der Welle W wird somit insgesamt eine Bewegung der Zähne Z erzeugt, die im Eingriffsbereich in die Gelenkkette G einer idealen linearen translatorischen Bewegung entspricht. Hierdurch wird sowohl ein Anheben bzw. Absenken der Gelenkkette G aus ihrer Bewegungsebene verhindert als auch eine Relativbewegung zwischen den Zähnen Z und den Gelenkdrehpunkten P ausgeschaltet. Durch die Eigenbewegung der Zähne Z ist es ferner möglich, die Zahnlücken taschenförmig auszubilden, so dass sie während des Eingriffes die Gelenkdrehpunkte P gut umfassen und für eine sichere Führung sorgen sowie ein Abheben der Gelenkkette G nach oben verhindern.

Durch die oben beschriebenen Maßnahmen wird eine möglichst geradlinige geometrische Bahn des Kontaktpunktes X zwischen Gelenkkette G und Zähnen Z erreicht. Zeitlich wird die Bewegung des Kontaktpunktes X jedoch noch ungleichförmig erfolgen, wenn die Welle W mit gleichförmiger Winkelgeschwindigkeit angetrieben wird. Erfindungsgemäß wird auch dieser unerwünschte Effekt durch entsprechende Maßnahmen ausgeschaltet. Vorliegend anwendbare Möglichkeiten für einen den Polygoneffekt eliminierenden ungleichförmigen Antrieb der Welle W wurden oben in Bezug auf die



Figuren 1 bis 20 beschrieben. Bei der Ausgestaltung gemäß Figur 31 ist diesbezüglich eine spezielle Variante realisiert, bei welcher der Antrieb des Antriebsrades A über einen Motor M erfolgt, dessen Rotor mit der Welle W gekoppelt ist und dessen Stator schwenkbeweglich um die Welle gelagert ist. Die Schwenkbewegung des Stators wird durch ein zweites Kurvenrad 516 erzeugt, das mit dem Stator verbunden ist und über ein Zugmittel 517 von der Welle W angetrieben wird. Das zweite Kurvenrad 516 tastet ein am Träger 511 angeordnetes Abtastelement 518 ab und erzeugt so die gewünschte periodische Schwenkbewegung des Stators relativ zum Träger 511. Der Kontakt zwischen Kurvenelement 516 und Abtastelement 518 wird dabei über einen Federmechanismus 515 ständig aufrecht erhalten. Die erzeugte Schwenkbewegung des Stators überlagert sich der relativ zum Stator gleichmäßigen Drehbewegung des Rotors, so dass die Welle W insgesamt sich mit ungleichförmiger Drehzahl dreht. Bei entsprechender Dimensionierung des zweiten Kurvenrades 516 kann dabei erreicht werden, dass sich der Kontaktpunkt X zwischen Gelenkkette G und Zähnen Z im Wesentlichen mit gleichförmiger Geschwindigkeit bewegt.

Es versteht sich, dass die oben beschriebenen Bewegungen der Zähne Z, der Welle W und des Motors M sich gegenseitig beeinflussen. Die Auslegung der Kurvenelemente K, 513 und 516 ist daher vom Fachmann eng aufeinander abgestimmt auszuführen.

Figur 32 zeigt eine zweite Variante eines erfindungsgemäßen Gelenkkettenantriebs, wobei identische Bauelemente zu Figur 31 hier und im Folgenden durch dieselben Bezugszeichen benannt sind und nachstehend nicht erneut erläutert werden. Der wesentliche Unterschied zur Ausgestaltung nach Figur 31 besteht darin, dass der Träger 521 für die Welle W in einem Parallelogrammgelenk gelagert ist, welches durch zwei Stabgelenke 520a, 520b gebildet wird, die jeweils einen ortsfesten Drehpunkt D1 und einen Drehpunkt D2 am Träger 521 aufweisen.

Weiterhin ist in Figur 32 eine andere Anordnung des Kurvenrades 523 am Träger 521 gezeigt, um zu demonstrieren, dass der Gelenkkettenantrieb je nach den räumlichen Gegebenheiten verschieden konstruiert und sehr kompakt untergebracht werden kann.

Figur 33 zeigt eine Variante des Gelenkkettenantriebs nach Figur 32, wobei der Unterschied darin besteht, dass das Kurvenrad 533, welches die Verschiebewegung der Welle W verursacht, unmittelbar auf der Welle W selbst angeordnet ist. Die Bereitstellung eines separaten Antriebsmechanismus für das Kurvenelement kann somit entfallen, und es wird eine besonders kompakte Bauform erreicht.

Figur 34 zeigt eine Variante des Gelenkkettenantriebs nach Figur 33, wobei der Unterschied darin besteht, dass der Träger 541 in einer uniaxialen linearen Führung 540 geführt ist, so dass die Welle W nur eine exakt lineare Bewegung (senkrecht zur Lafebene der Gelenkkette G) ausführen kann.

Figur 35 zeigt eine Variante des Gelenkkettenantriebs nach Figur 34, wobei der Unterschied zum einen darin besteht, dass der Träger 551 in einer biaxialen linearen Führung 550 geführt ist, so dass er beliebige Translationen, jedoch keine Rotationen ausführen kann. Weiterhin sind am Träger 551 zwei von der Welle W angetriebene Kurvenräder 553a, 553b angeordnet, die jeweils an einem ortsfesten Abtastelement 552a bzw. 552b entlang fahren, wobei das Kurvenrad 553a eine Auslenkung des Trägers 551 vertikal zur Gelenkkette G und das Kurvenrad 553b eine Auslenkung des Trägers 551 in Richtung der Gelenkkette G erzeugt. Letztere ermöglicht eine Kompensation des Polygoneffektes, so dass der Motor M nicht mehr gegenüber dem Träger 551 geschwenkt werden muss.



Figur 36 zeigt eine Variante des Gelenkkettenantriebs nach Figur 35, wobei der Unterschied darin besteht, dass die Kurvenräder 563a und 563b unmittelbar auf der Welle W angeordnet sind.

Die oben erläuterten Gelenkkettenantriebe nutzen die Kombination einer Eigenbewegung der Zähne, einer Parallelverschiebung der Welle sowie einer ungleichförmigen Antriebsdrehzahl, um einen möglichst gleichmäßigen Kettenantrieb zu verwirklichen. Dieser ist im Ergebnis zumindest näherungsweise polygonwirkungsfrei, das heißt, dass die in Eingriff mit der Gelenkkette G stehenden Zähne Z eine im Wesentlichen konstante lineare Bahngeschwindigkeit haben. Weiterhin ist der Gelenkkettenantrieb stoß- und geräuscharm beziehungsweise -frei, da ein Einlaufen der Gelenkkette G in die Zahnücken bei annähernd gleichen Geschwindigkeiten erzielt wird.

Von besonderer Bedeutung ist ferner eine hohe Verschleißfreiheit, da die Relativbewegung zwischen den in die Gelenkkette G eingreifenden Zähnen Z und der Gelenkkette minimiert ist. Die Zähne Z können daher z.B. auch aus Kunststoff hergestellt werden. Eine Relativbewegung findet nur an den Gelenken D der Zähne und den entsprechenden Abtastrollen R statt. Hierbei handelt es sich jedoch um relativ wenige Bauteile, die durch gezielte Verwendung geeigneter Lager beziehungsweise Werkstoffpaarungen sowie durch ausreichende Dimensionierung gegenüber dem auftretenden Verschleiß gesichert werden können. Weiterhin ist eine einfache Austauschbarkeit solcher Verschleißteile gewährleistet.

Der Verschleiß der Gelenkkette G wird dadurch minimiert, dass wie bereits erwähnt eine Relativbewegung zu den Zähnen des Antriebsrades unterbleibt und dass zusätzlich aufgrund der linearen Bewegung der Zähne im Bereich des Eingriffes kein Abknicken der Kettenglieder erfolgt.

Während in den Figuren 31 bis 36 ein Zwischenantrieb mit einem Eingriff in eine gestreckte Förderkette dargestellt ist, kann das System prinzipiell auch bei einer Umschlingung des Antriebsrades A eingesetzt werden. Der Vorteil von Zwischenantrieben liegt indes darin, dass diese die Realisierung auch längerer Förderanlagen erlauben, ohne dass die eingesetzten Gelenkketten dadurch übermäßig stark und schwer dimensioniert werden müssen. Es kann daher vorteilhafterweise selbst bei unterschiedlichen Achsabständen in einer Anlage derselbe (leichte) Kettentyp verwendet werden. Ferner kann durch den Einsatz von Zwischenantrieben kurz vor einer Umlenkung die Zugkraft während der Umlenkung und damit der resultierende Verschleiß verringert werden.

Die erfindungsgemäßen Zwischenantriebe haben dabei gegenüber anderen aus dem Stand der Technik bekannten Zwischenantrieben mit umlaufenden Zwischenantriebsketten den Vorteil, sehr kompakt und nur an einer Seite der Kette (insbesondere Unterseite) angeordnet zu sein. Ferner benötigen sie keine Mittel für ein Andrücken der Kette auf den zugehörigen Zahn bzw. die zugehörige Zahnücke.

**Patentansprüche****1. Gelenkkettenantrieb enthaltend**

- ein Antriebskettenrad (A) für eine Gelenkkette (G);
- ein Antriebssystem, welches das Antriebskettenrad zum Ausgleich von Geschwindigkeitsschwankungen der Gelenkkette mit ungleichförmiger Drehzahl antreiben kann;

wobei das Antriebssystem enthält:

- zwei Räder (R2, R1), welche über ein endlos umlaufendes flexibles Zugmittel (Z) gekoppelt sind;
- ein bewegliches Spannelement (20, 40a, 40b, 51, 61a, 61b), welches durch Einwirkung auf den Lasttrum des Zugmittels die effektive Länge des Lasttrums ändert.

**2. Gelenkkettenantrieb enthaltend**

- ein Antriebskettenrad (A) für eine Gelenkkette (G);
- ein Antriebssystem, welches das Antriebskettenrad zum Ausgleich von Geschwindigkeitsschwankungen der Gelenkkette mit ungleichförmiger Drehzahl antreiben kann;

wobei das Antriebssystem zwei Räder (R2, R1) enthält, welche über ein endlos umlaufendes flexibles Zugmittel (Z) gekoppelt sind, und wobei die Achse von einem der Räder exzentrisch gelagert und/oder beweglich gelagert und mit einem Auslenkmechanismus (71, 72) verbunden ist.

**3. Gelenkkettenantrieb enthaltend**

- ein Antriebskettenrad (A) für eine Gelenkkette (G);
- ein Antriebssystem, welches das Antriebskettenrad zum Ausgleich von Geschwindigkeitsschwankungen der Gelenkkette mit ungleichförmiger Drehzahl antreiben kann;

wobei das Antriebssystem enthält:

- einen Motor (M), dessen Rotor mit dem Antriebskettenrad (A) gekoppelt ist und dessen Stator beweglich ist;
- einen Mechanismus zur Bewegung des Stators synchron zur Drehung des Antriebskettenrades.

4. Gelenkkettenantrieb, insbesondere als Zwischenantrieb für eine gestreckte Gelenkkette (G), enthaltend

- ein Antriebsrad (A) mit einer Welle (W) und mit Zähnen (Z), die kraftübertragend in eine Gelenkkette (G) eingreifen können;
- ein Antriebssystem (M), welches mit der Welle (W) gekoppelt ist;

dadurch gekennzeichnet, dass die Welle (W) räumlich parallel verschiebbeweglich gelagert ist.

5. Gelenkkettenführung, enthaltend

- ein Umlenkrad (A), um welches eine Gelenkkette (G) geführt ist;
- ein Stützelement (212, 242, 255), welches mit den Kettengliedern (K) der Gelenkkette vor deren Auftreffen auf das Umlenkrad Kontakt hat;

dadurch gekennzeichnet, dass das Stützelement derart beweglich gelagert ist, dass es synchron zur Drehung des Umlenkrades bewegt werden kann, um die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen den Gelenkdrehpunkten (P) und den Zahnücken des Umlenkrades zum Zeitpunkt des Auftreffens zu verringern.

6. Gelenkkettenführung, enthaltend

- ein Umlenkrad (A), um welches eine Gelenkkette (G) geführt ist;
- ein Stützelement, welches mit den Kettengliedern (K) der Gelenkkette vor deren Auftreffen auf das Umlenkrad Kontakt hat;

wobei die Gelenkkette zwischen ihrer hauptsächlichen Laufrichtung und dem Umlenkrad einen abknickenden Verlauf hat,

dadurch gekennzeichnet, dass das Stützelement (263) im Bereich des abknickenden Verlaufs angeordnet und so ausgestaltet ist, dass die Bewegung der Gelenkdrehpunkte (P) vor ihrem Auftreffen auf die zugehörigen Zahnücken des Umlenkrades (A) der Bewegung der Zahnücken angepasst wird.

7. Gelenkkettenführung, enthaltend

- ein Umlenkrad (A), um welches eine Gelenkkette (G) geführt ist;

dadurch gekennzeichnet, dass das Umlenkrad (A) mit Trägheitskompensationsmitteln (S, 605, 606; 615, 616; 622, 625, 626; 632, 633a, 633b, 635, 636) gekoppelt ist, welche zur Drehbewegung des Umlenkrades synchrone Kräfte auf das Umlenkrad (A) derart ausüben, dass Geschwindigkeitsschwankungen der Gelenkkette (G) aufgrund trägheitsbedingter Einwirkungen des Umlenkrades (A) reduziert werden.

8. Verfahren zum Antrieb des Antriebskettenrades (A) einer Gelenkkette (G) mit ungleichförmiger Drehzahl zwecks Ausgleich von Geschwindigkeitsschwankungen der Gelenkkette,

dadurch gekennzeichnet, dass das Antriebskettenrad über ein flexibles Zugmittel (Z) angetrieben wird, und dass die effektive Länge des Lasttrums des Zugmittels synchron zur Drehung des Antriebskettenrades variiert wird.

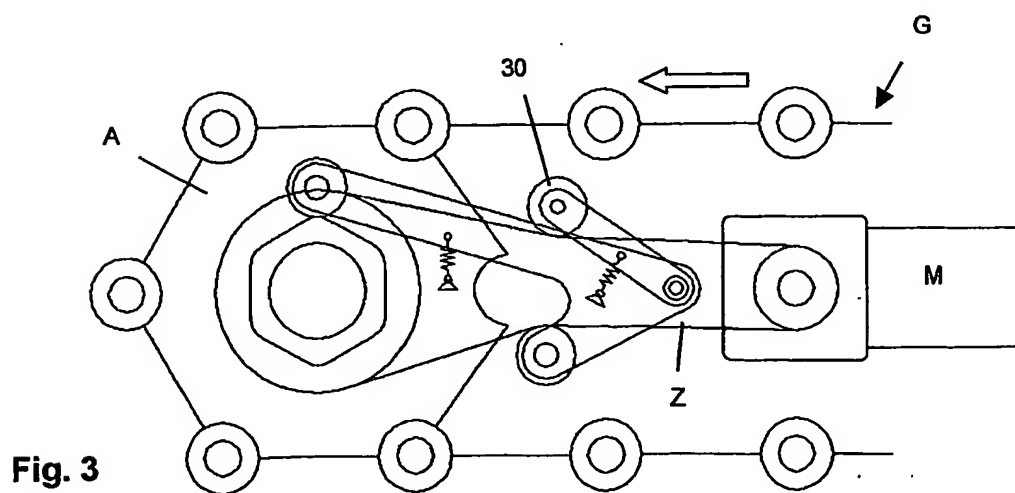
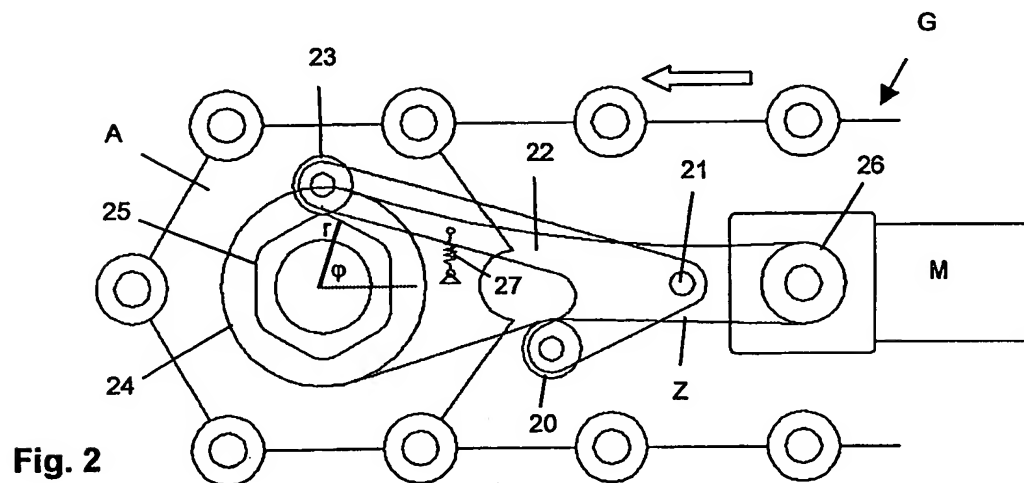
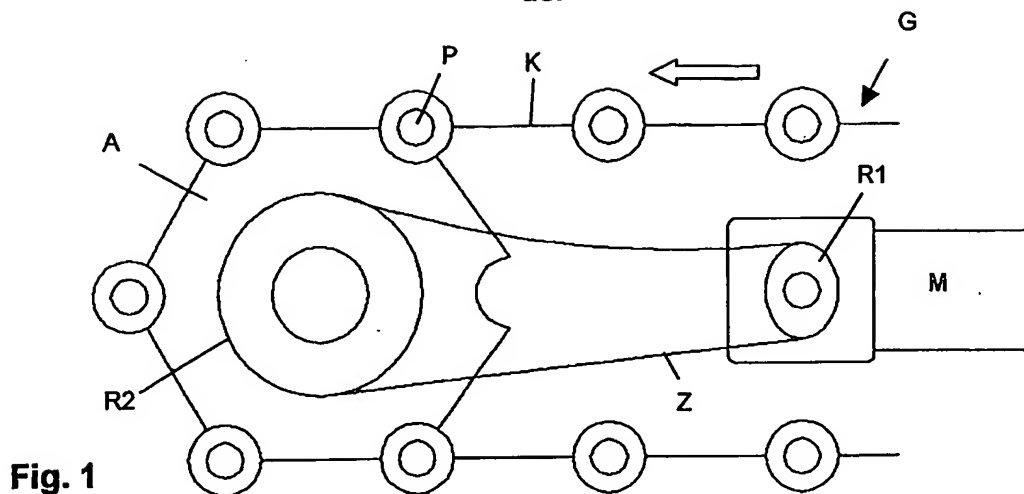
9. Verfahren zum Antrieb des Antriebskettenrades (A) einer Gelenkkette (G) mit ungleichförmiger Drehzahl zwecks Ausgleich von Geschwindigkeitsschwankungen der Gelenkkette, wobei das Antriebskettenrad durch den Rotor eines Motors (M) angetrieben wird,

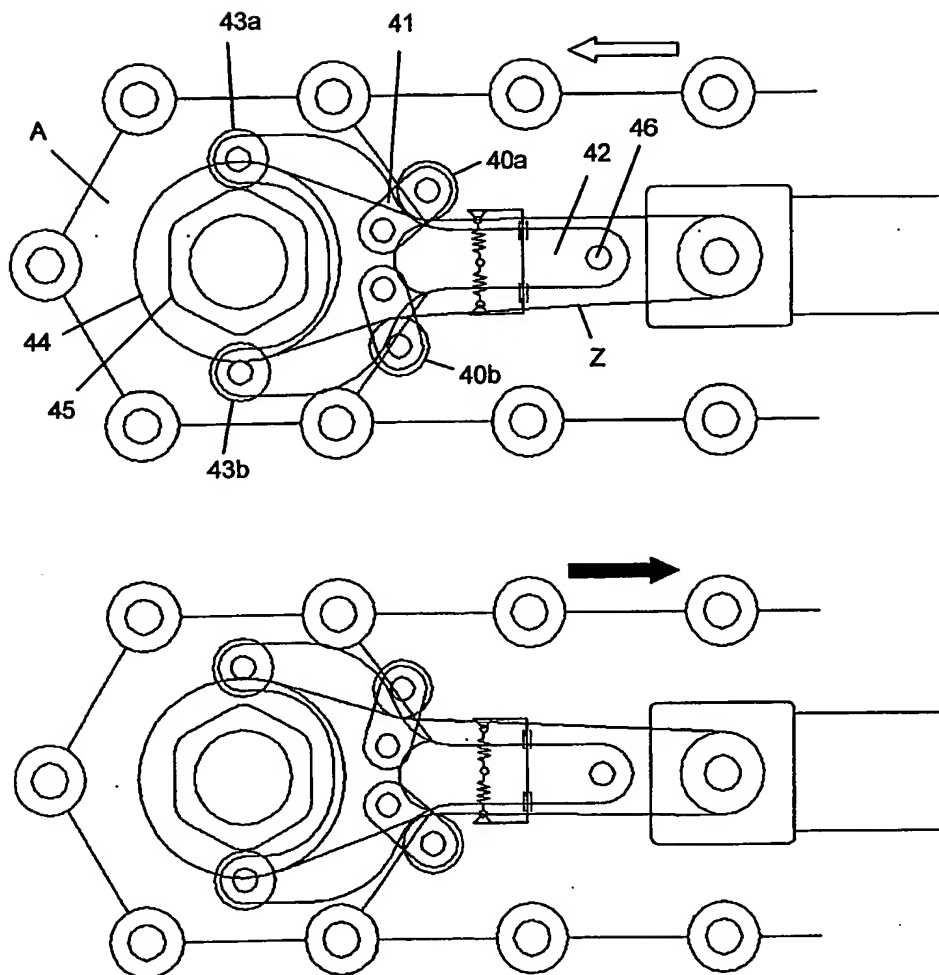
dadurch gekennzeichnet, dass der Stator des Motors synchron zur Drehung des Antriebskettenrades bewegt wird.

10. Verfahren zur Führung einer um ein Umlenkrad (A) laufenden Gelenkkette (G),  
dadurch gekennzeichnet, dass die Kettenglieder vor ihrem Auftreffen auf das Umlenkrad ausgelenkt werden, um die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen den

Gelenkdrehpunkten (P) und den zugehörigen Zahnlücken des Umlenkrades zum Zeitpunkt des Auftreffens zu verringern.

11. Verfahren für den Antrieb einer Gelenkkette (G), insbesondere den Zwischenantrieb einer gestreckten Gelenkkette (G), durch ein rotierend angetriebenes, mit Zähnen (Z) in die Gelenkkette eingreifendes Antriebsrad (A), dadurch gekennzeichnet, dass die Welle (W) des Antriebsrades derart synchron zu ihrer Drehung und periodisch entsprechend der Zahnteilung des Antriebsrades parallelverschoben wird, dass der Kontaktpunkt (X) zwischen der Gelenkkette (G) und dem jeweils eingreifenden Zahn (Z) sich auf einer vorgegebenen Bahn bewegt.
12. Verfahren zur Führung einer um ein Umlenkrad (A) laufenden Gelenkkette (G), dadurch gekennzeichnet, dass zur Umdrehung des Umlenkrades synchrone Kompensationskräfte auf das Umlenkrad (A) derart ausgeübt werden, dass Geschwindigkeitsschwankungen der Gelenkkette (G) aufgrund trägheitsbedingter Einwirkungen des Umlenkrades (A) reduziert werden.





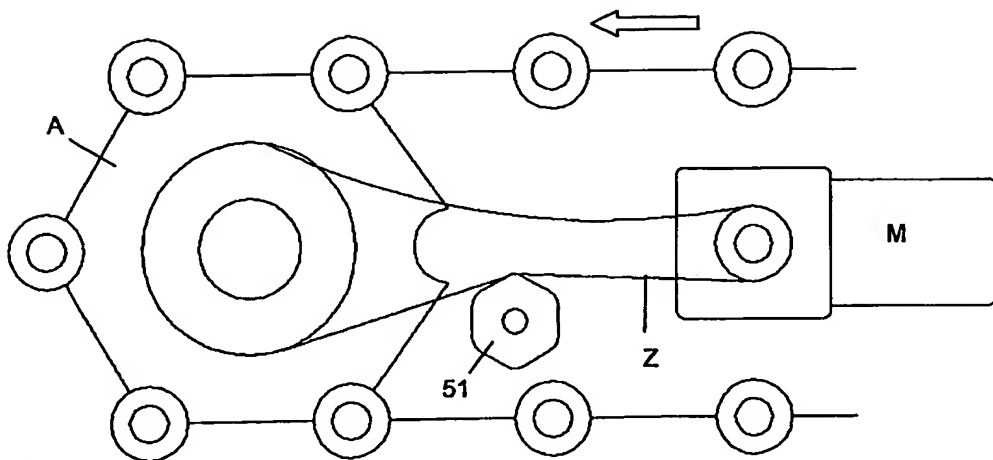


Fig. 5

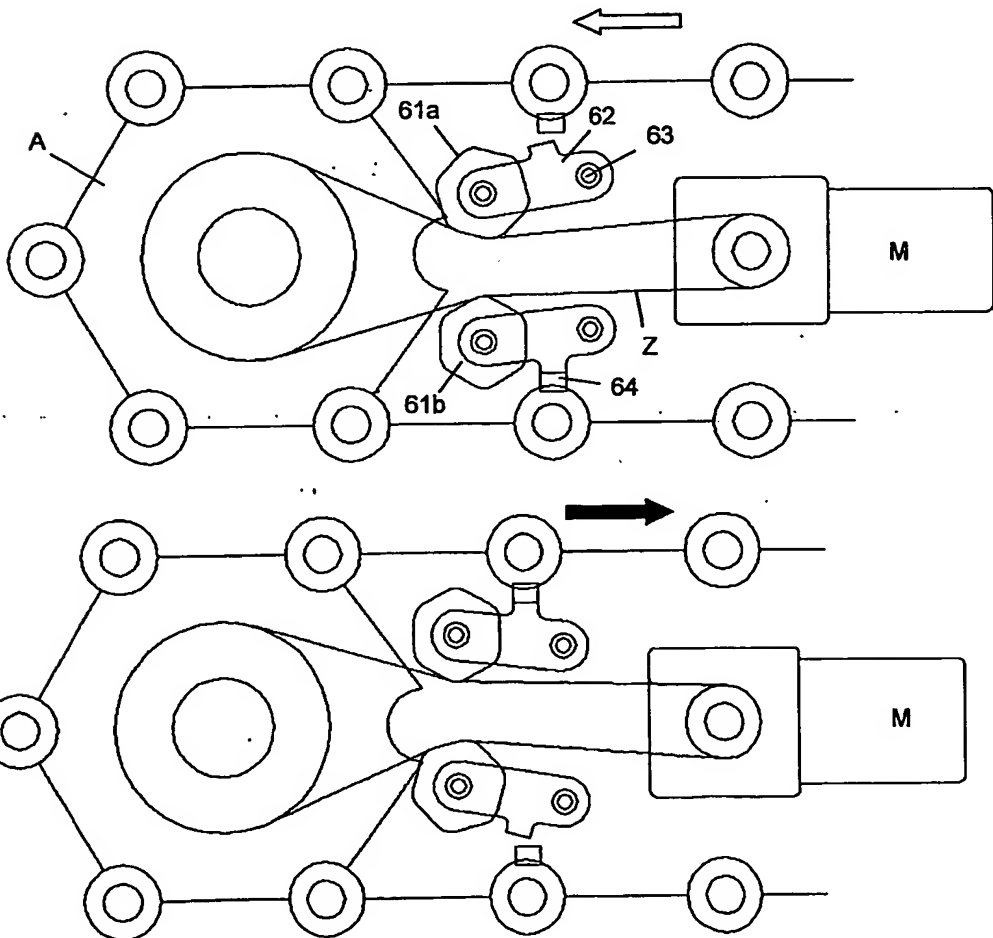


Fig. 6



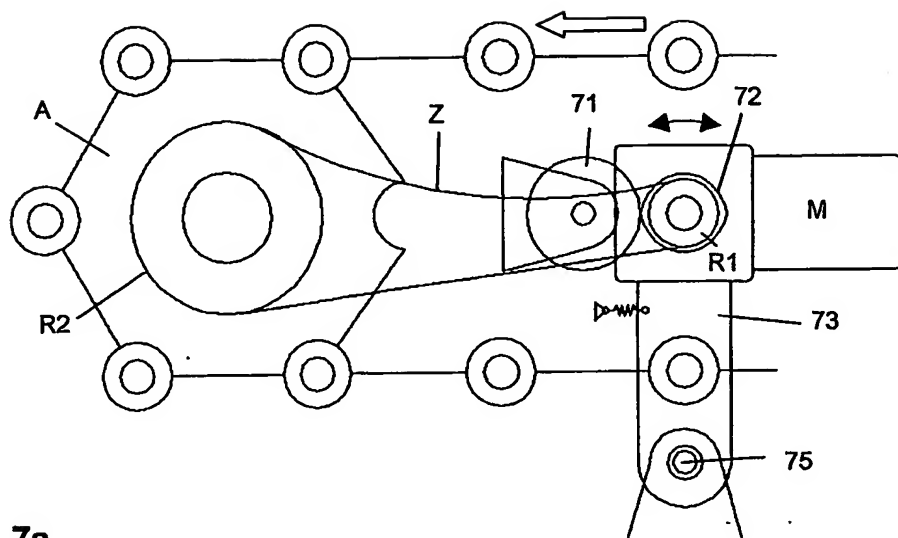


Fig. 7a

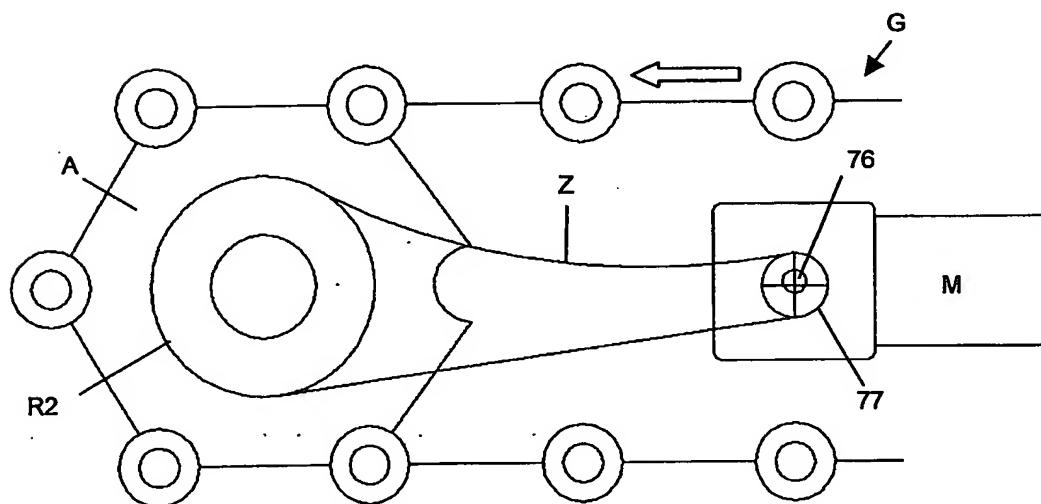


Fig. 7b

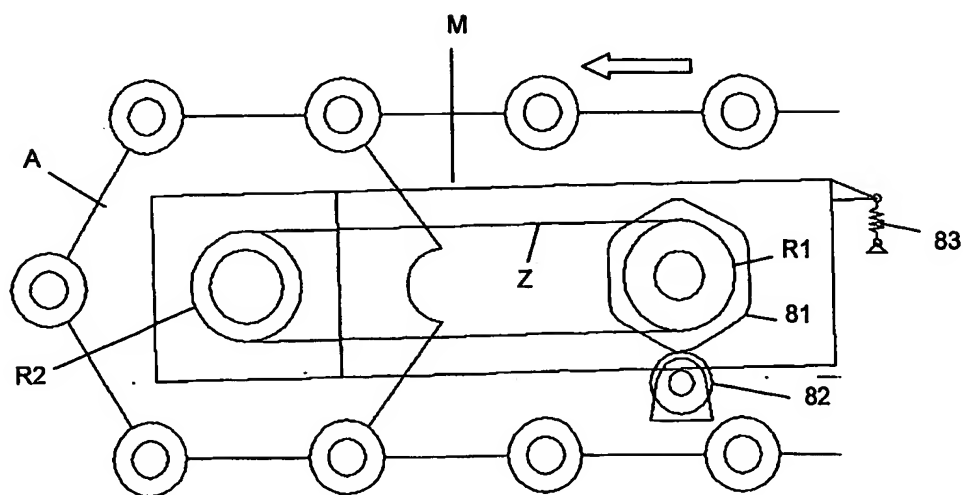
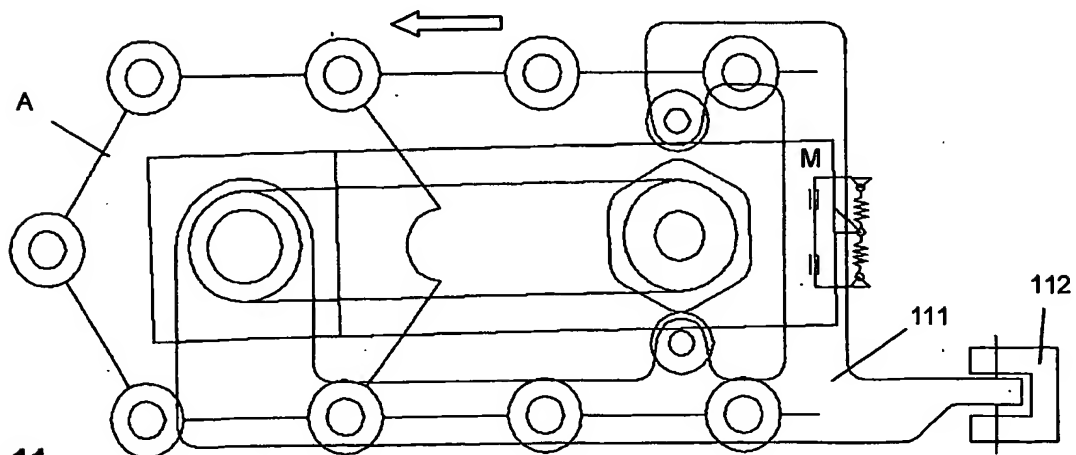
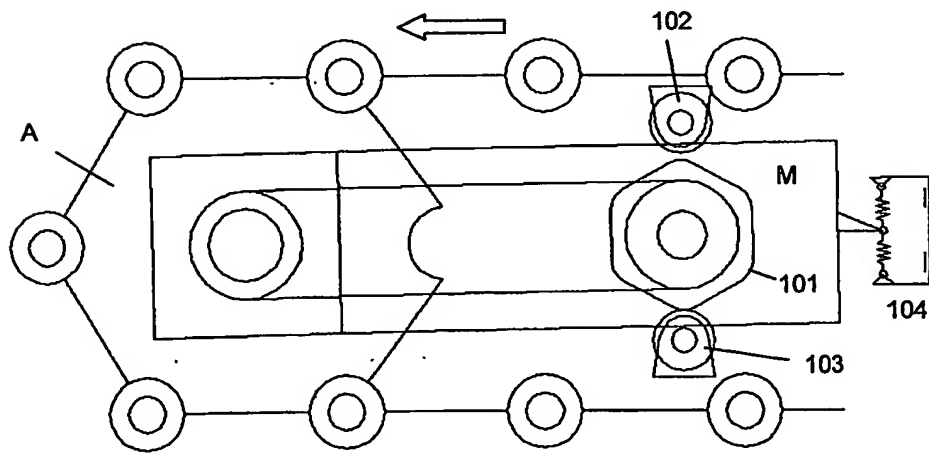
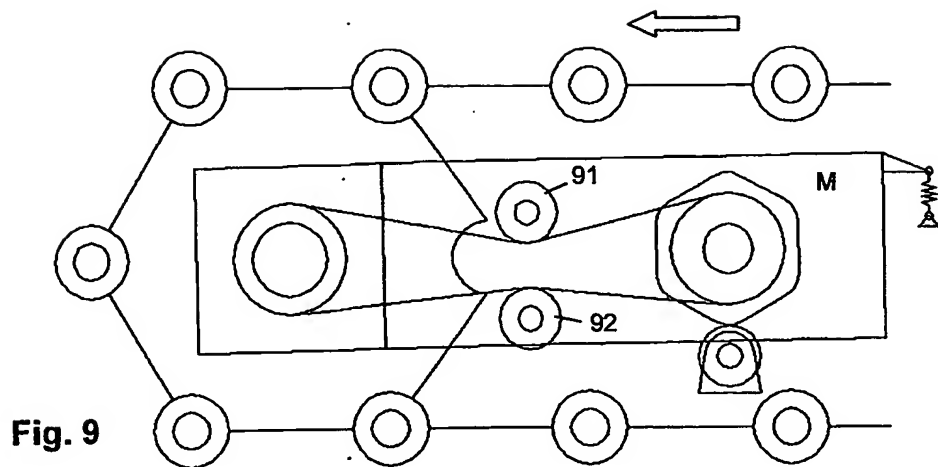


Fig. 8



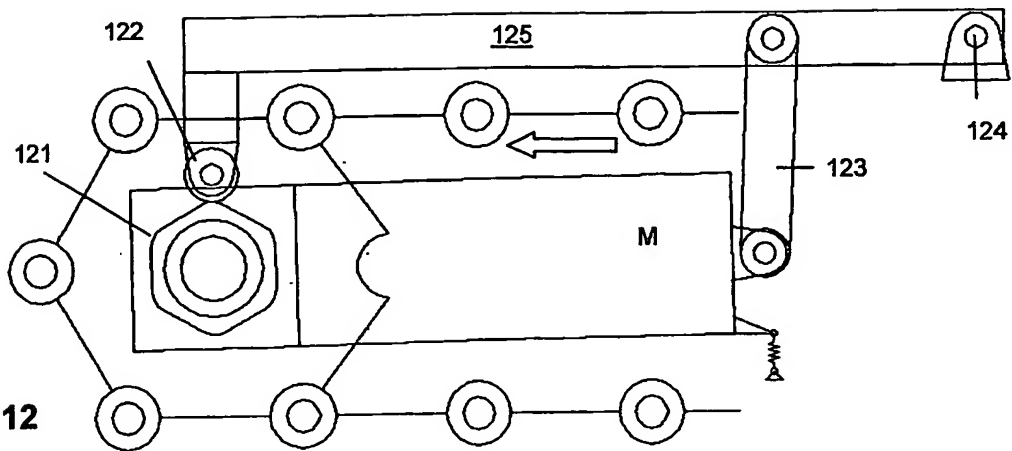


Fig. 12

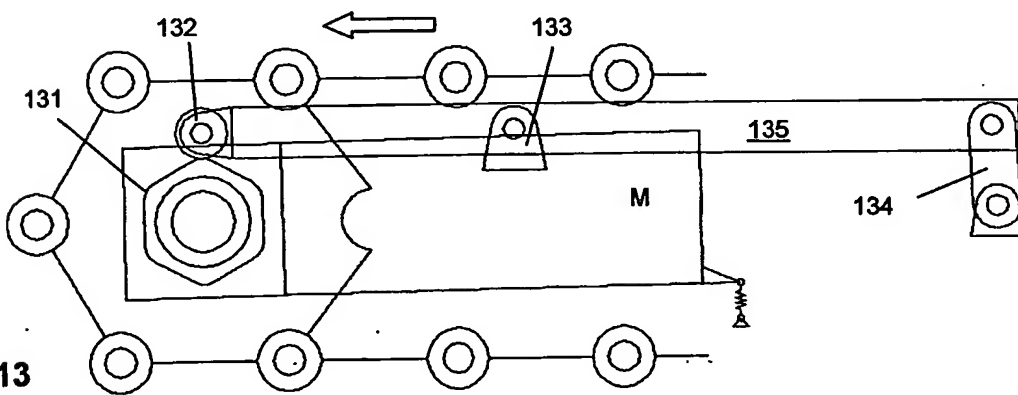


Fig. 13

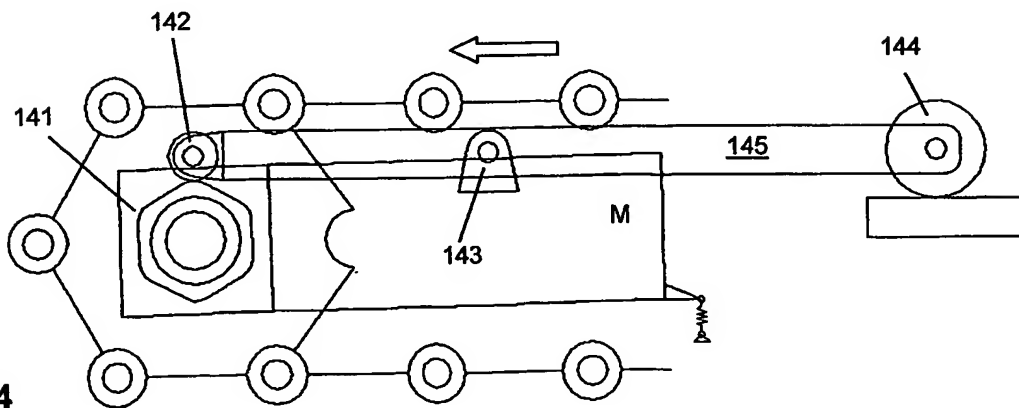


Fig. 14

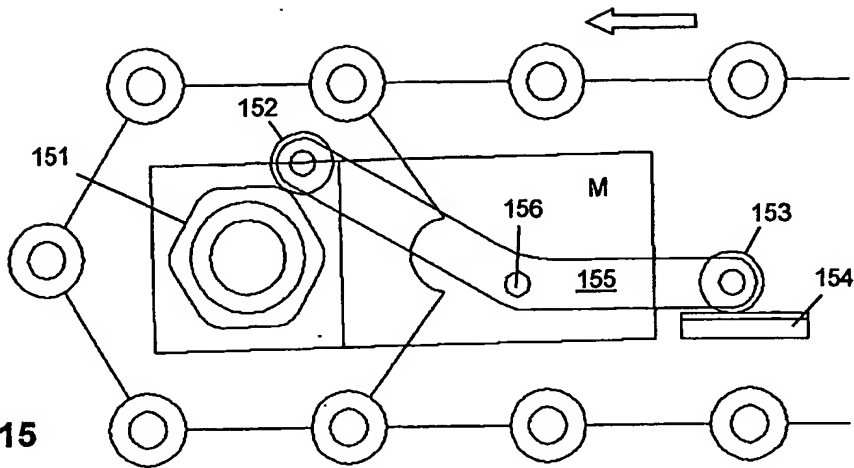


Fig. 15

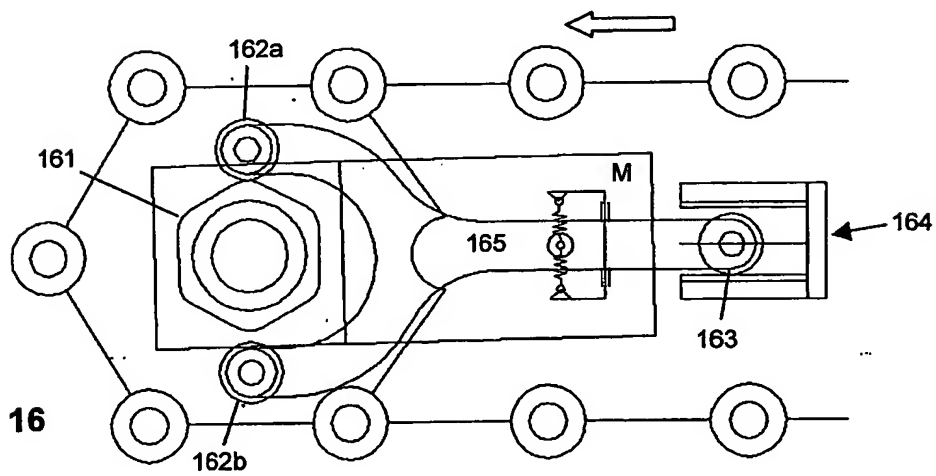


Fig. 16

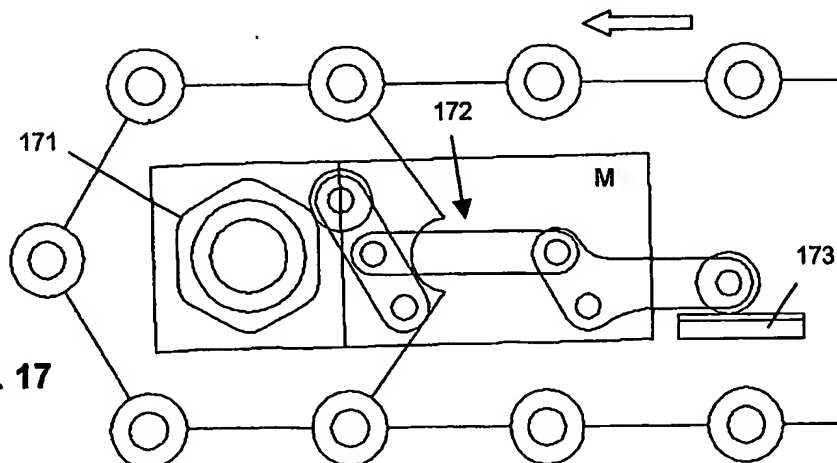


Fig. 17

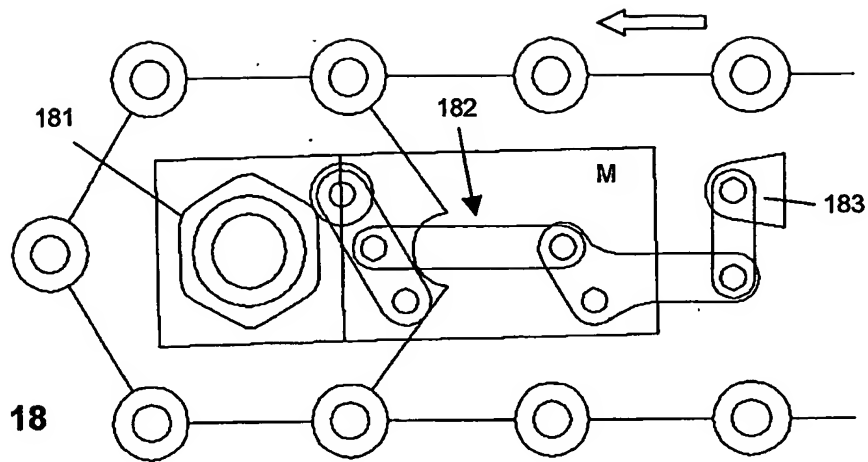


Fig. 18

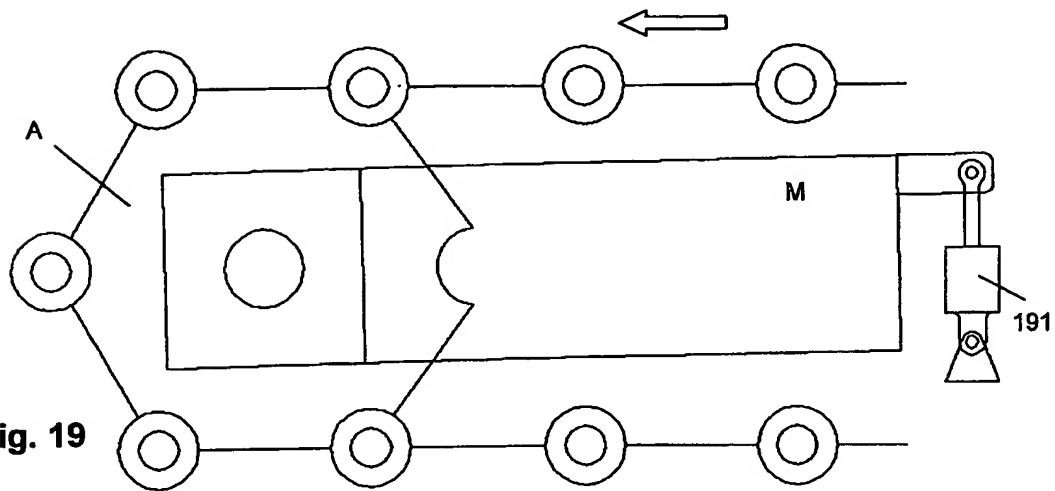


Fig. 19

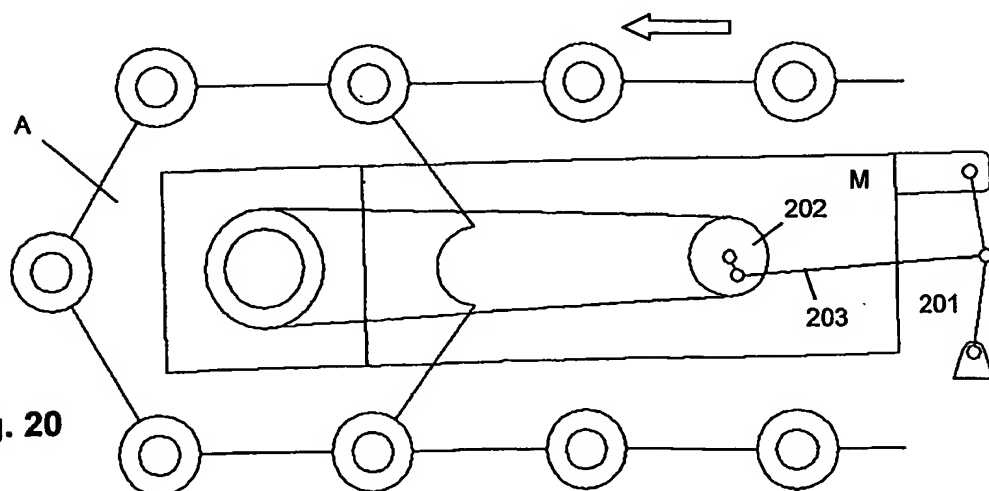


Fig. 20

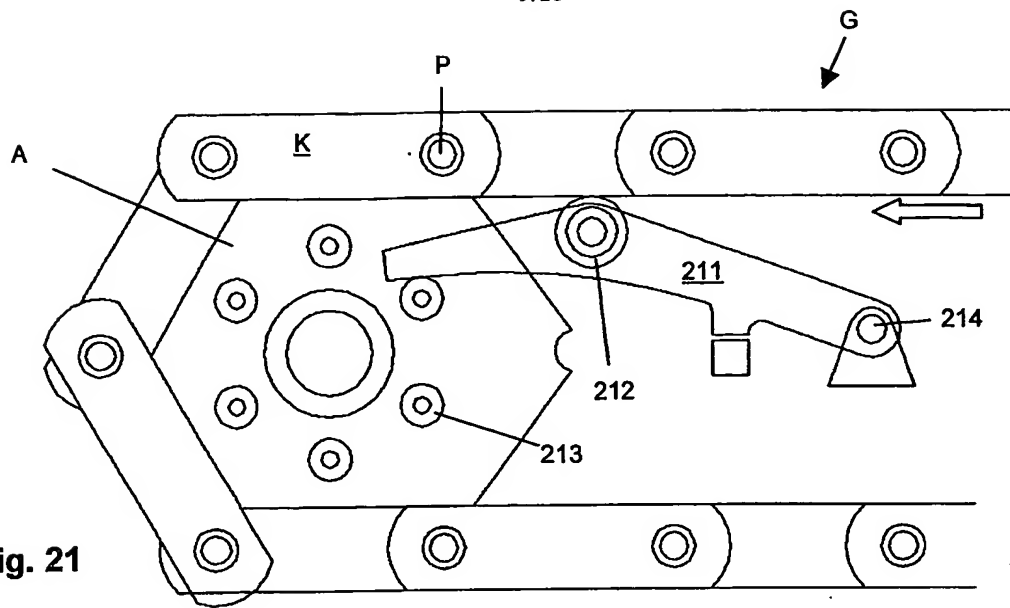


Fig. 21

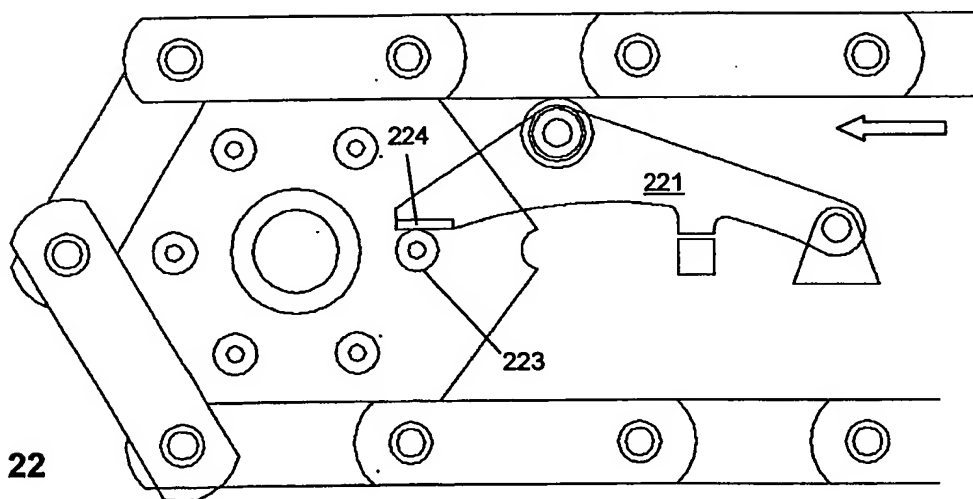


Fig. 22

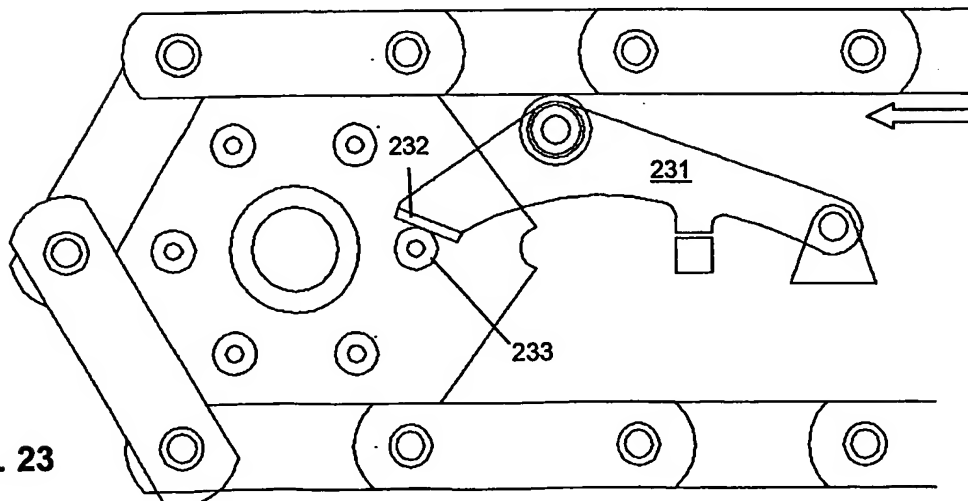
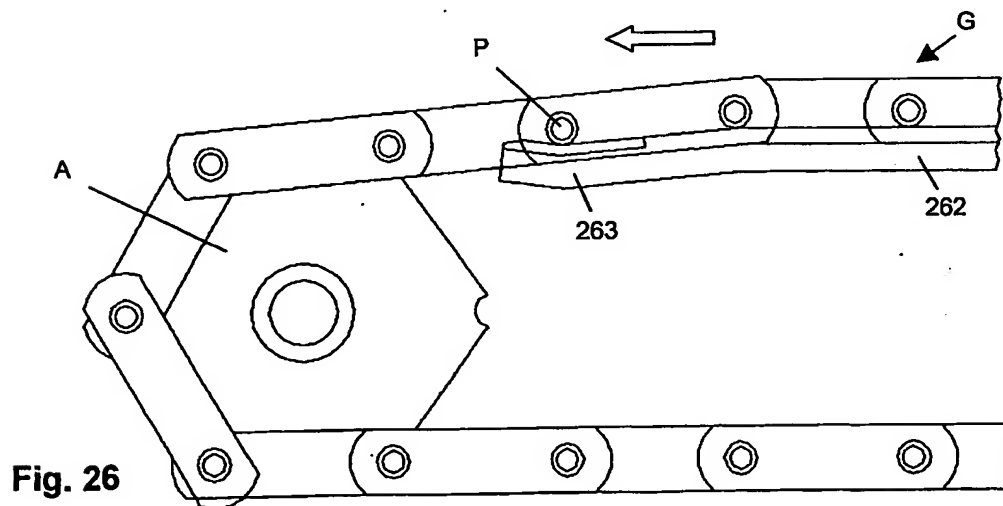
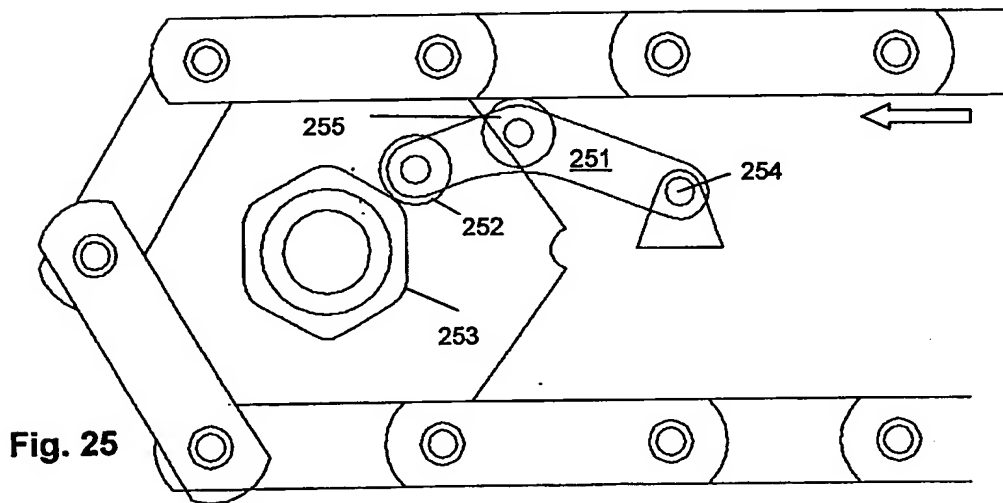
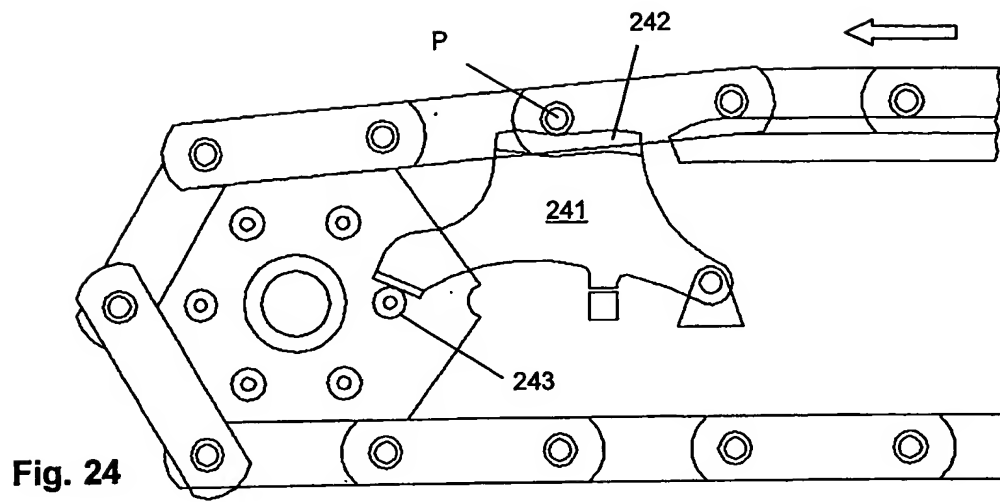


Fig. 23



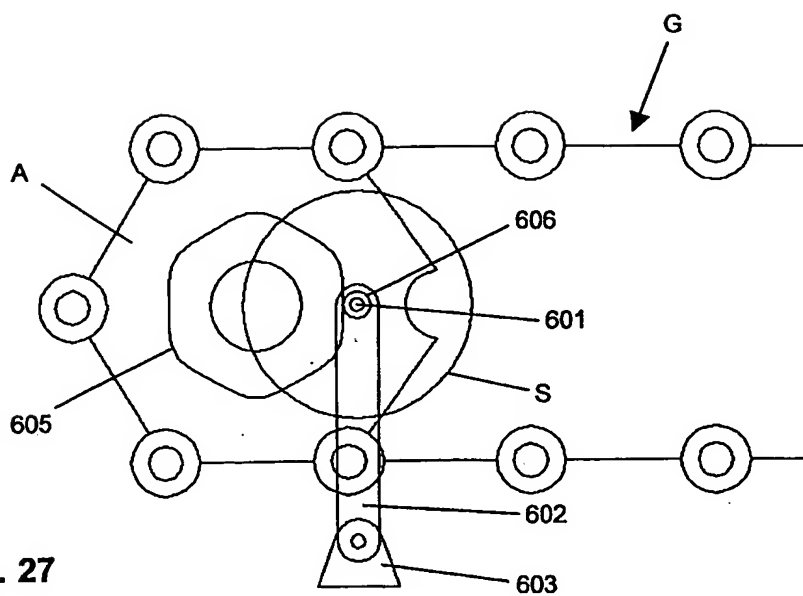


Fig. 27

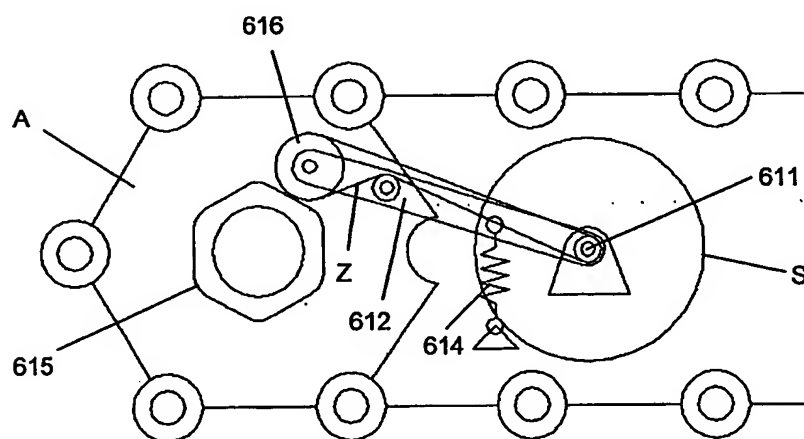


Fig. 28



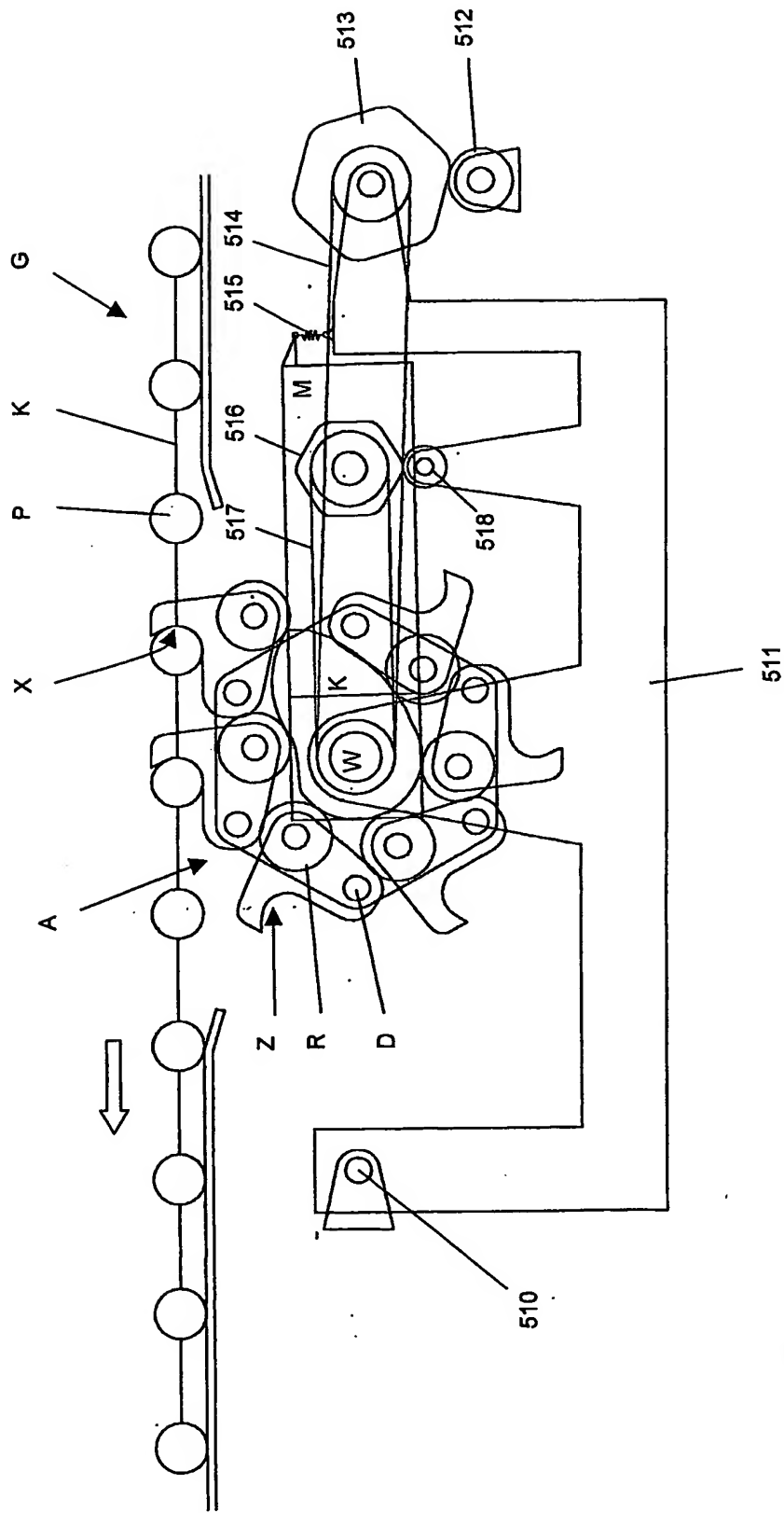


Fig. 31

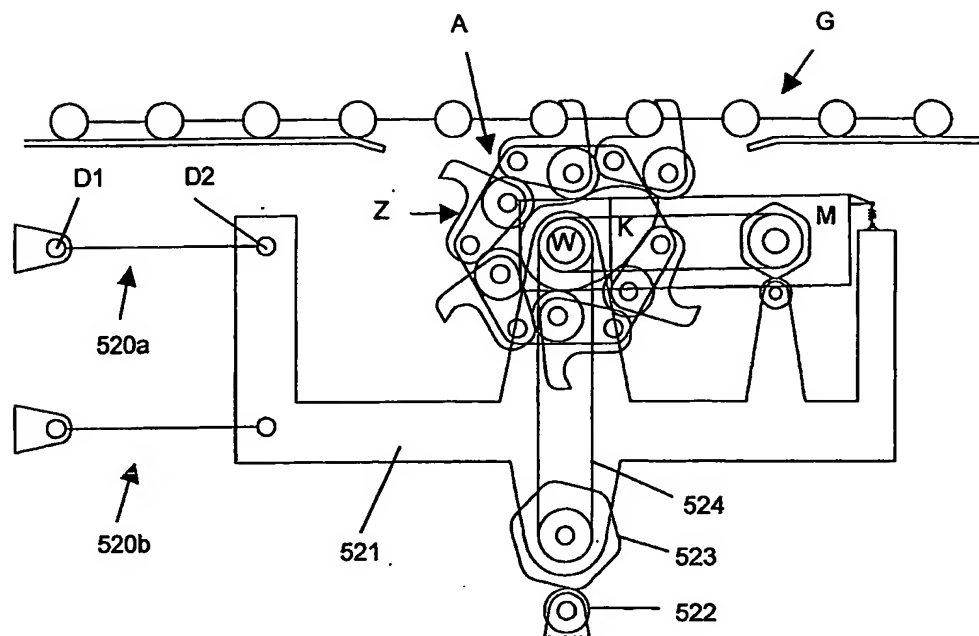


Fig. 32

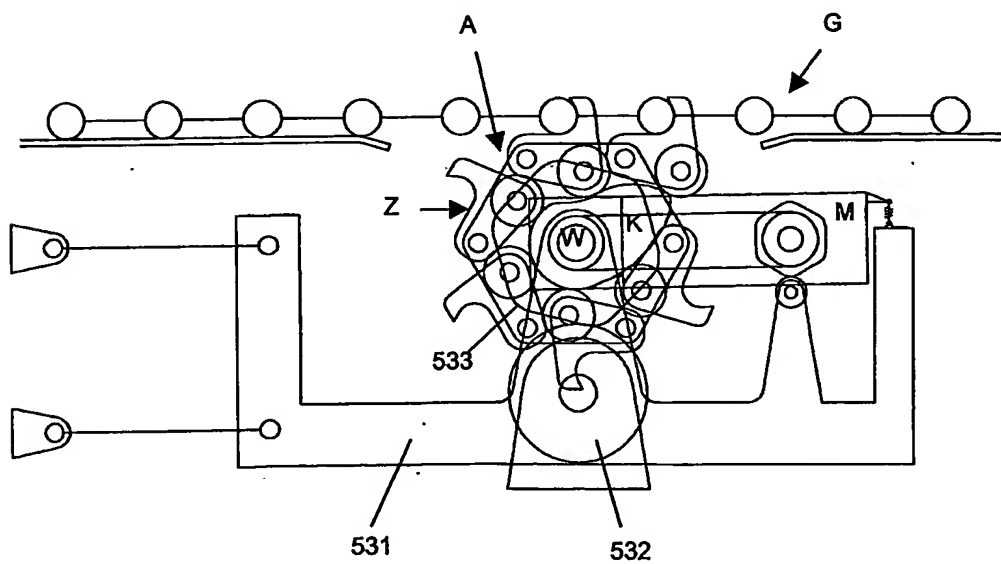


Fig. 33

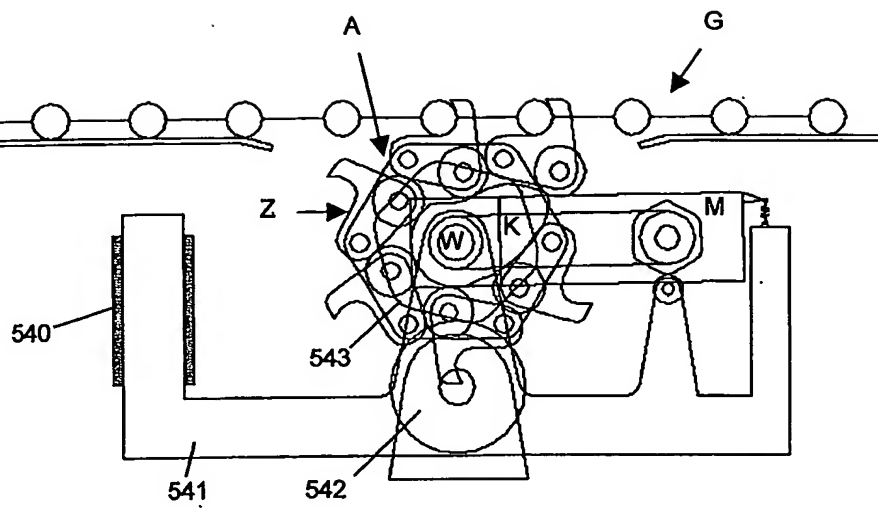


Fig. 34

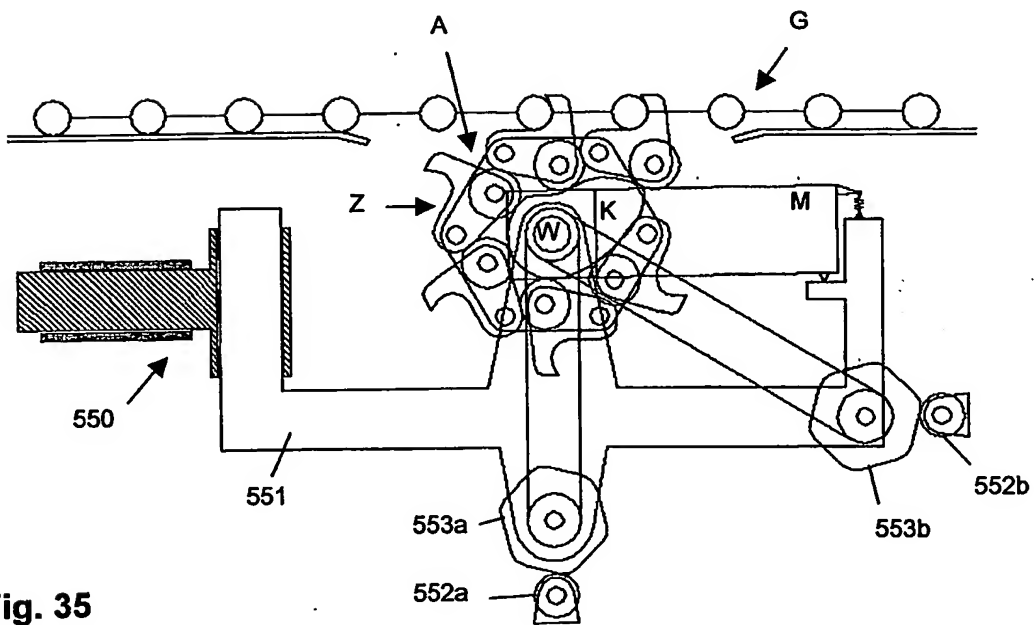
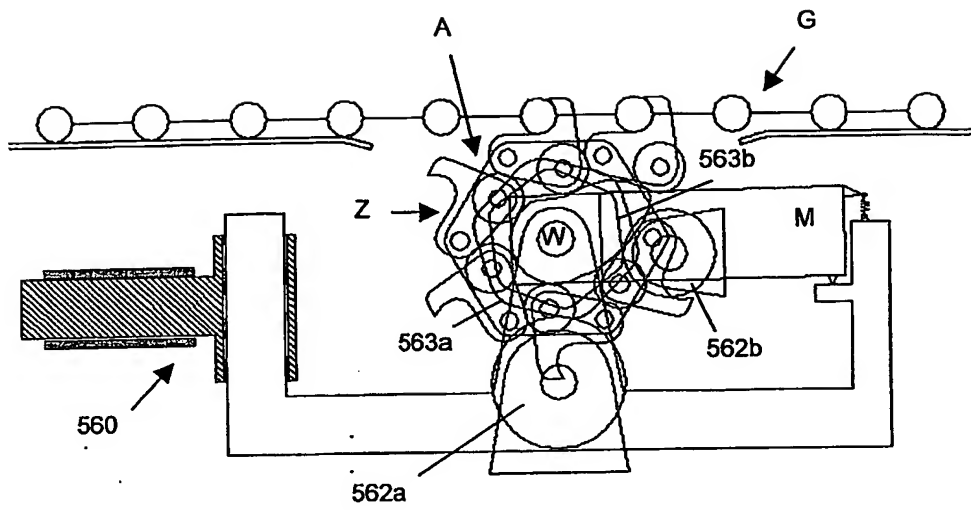
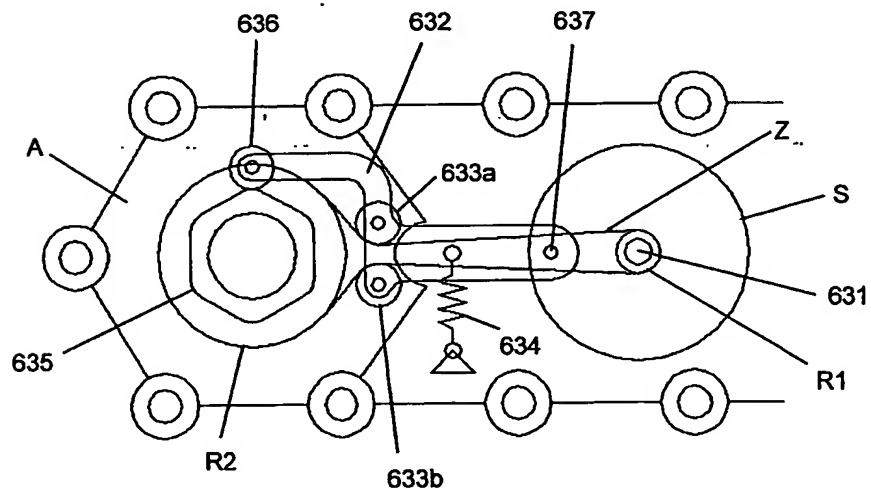
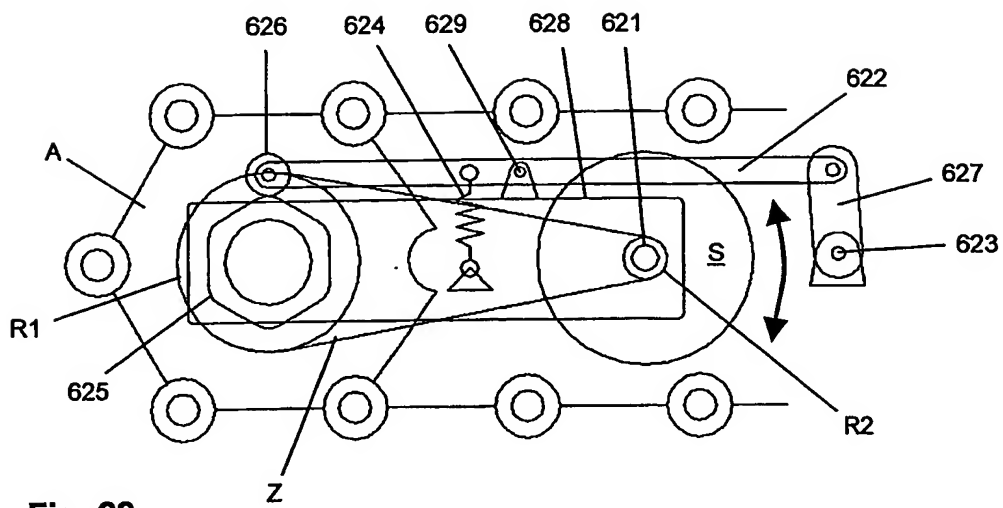


Fig. 35

**Fig. 36**



International Application No  
PCT/EP 02/11962

International Application No  
PCT/EP 02/11962

IPC 7 F16H7/06

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

IPC 7 F16H

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal, PAJ

### C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category °	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	DE 197 16 411 C (BAYERISCHE MOTOREN WERKE AG) 6 August 1998 (1998-08-06) the whole document	1,8
Y	GB 2 243 430 A (HITACHI LTD) 30 October 1991 (1991-10-30) the whole document	1,8
X	DE 512 013 C (WILHELM STUEHLER) 5 November 1930 (1930-11-05) figures	2,3,9
X	DE 576 950 C (STOTZ AG A;ALBERT MUNZ DIPL ING) 24 May 1933 (1933-05-24) figures	4
	-/-	

☒ Further documents are listed in the continuation of box C.

☒ Patent family members are listed in annex.

\* Special categories of cited documents :

- "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- "E" earlier document but published on or after the international filing date
- "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

- \*T later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
- \*X document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- \*Y document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
- \*Z document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

**27 February 2003**

Date of mailing of the international search report

06/03/2003

Name and mailing address of the ISA  
European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax (+31-70) 340-3016

Authorized officer \_\_\_\_\_

Goeman, F

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No  
PCT/EP 02/11962

C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 11 80 312 B (DOMINION MALTING ONTARIO LTD) 22 October 1964 (1964-10-22) figures	5
X	US 4 498 890 A (SUTHERLAND GEORGE H) 12 February 1985 (1985-02-12) figures	6
X	DE 443 192 C (OTTO JOHANNES KOEHLER; POHLIG AKT GES J) 22 April 1927 (1927-04-22) figures	10
X	FR 1 360 212 A (ECKERT-GREIFENDORFF FRITZ) 8 May 1964 (1964-05-08) figures	11
X	US 2 767 592 A (IVAN RADZIMOVSKY EUGENE) 23 October 1956 (1956-10-23) figures	2,3,9
X	DE 199 45 921 A (GROBBEL BURKHARD) 13 June 2001 (2001-06-13) figures	11
X	GB 422 184 A (LOUIS GRANGES) 7 January 1935 (1935-01-07) figures	10
A	GB 354 169 A (LOUIS GRANGES) 21 July 1931 (1931-07-21) figure 21	

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No

PCT/EP 02/11962

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 19716411	C	06-08-1998	DE 19716411 C1	06-08-1998
			DE 59804553 D1	01-08-2002
			EP 0872629 A1	21-10-1998
			ES 2176844 T3	01-12-2002
GB 2243430	A	30-10-1991	JP 3297792 A	27-12-1991
DE 512013	C	05-11-1930	NONE	
DE 576950	C	24-05-1933	NONE	
DE 1180312	B	22-10-1964	NONE	
US 4498890	A	12-02-1985	NONE	
DE 443192	C	22-04-1927	NONE	
FR 1360212	A	08-05-1964	BE 629110 A	
			CH 417269 A	15-07-1966
			GB 1035455 A	06-07-1966
			LU 43280 A1	02-05-1963
			NL 289648 A	
			US 3205022 A	07-09-1965
US 2767592	A	23-10-1956	NONE	
DE 19945921	A	13-06-2001	DE 19945921 A1	13-06-2001
GB 422184	A	07-01-1935	NONE	
GB 354169	A	21-07-1931	NONE	



## Internationales Aktenzeichen

PCT/EP 02/11962

### A. KLASSTIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES

IPK 7 F16H7/06

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

## B. RECHERCHIERTE GEBIETE

**Recherchiertes Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)**

IPK 7 F16H

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

**EPO-Internal, PAJ**

### C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERBLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
Y	DE 197 16 411 C (BAYERISCHE MOTOREN WERKE AG) 6. August 1998 (1998-08-06) das ganze Dokument	1,8
Y	GB 2 243 430 A (HITACHI LTD) 30. Oktober 1991 (1991-10-30) das ganze Dokument	1,8
X	DE 512 013 C (WILHELM STUEHLER) 5. November 1930 (1930-11-05) Abbildungen	2,3,9
X	DE 576 950 C (STOTZ AG A;ALBERT MUNZ DIPL ING) 24. Mai 1933 (1933-05-24) Abbildungen	4

**X** Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen

**Y** Siehe Anhang Patentfamilie

• **Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :**

**"A"** Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

\*E: älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

**"L"** Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung betagt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

"O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Darstellung, eine Ausstellung oder einen sonstigen öffentlichen Vortrag bezieht.

\*P Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

\* Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist.

**"X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung: die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden**

**Y** Veröffentlichung von besonderer Bedeutung, die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

'&' Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

**Datum des Abschlusses der internationalen Recherche**

**27. Februar 2003**

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

06/03/2003

**Name und Postanschrift der Internationalen Recherchebehörde**  
Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax (+31-70) 340-3016

### Bevollmächtigter Bediensteter

Goeman, F

## INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP 02/11962

C.(Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	DE 11 80 312 B (DOMINION MALTING ONTARIO LTD) 22. Oktober 1964 (1964-10-22) Abbildungen	5
X	US 4 498 890 A (SUTHERLAND GEORGE H) 12. Februar 1985 (1985-02-12) Abbildungen	6
X	DE 443 192 C (OTTO JOHANNES KOEHLER;POHLIG AKT GES J) 22. April 1927 (1927-04-22) Abbildungen	10
X	FR 1 360 212 A (ECKERT-GREIFENDORFF FRITZ) 8. Mai 1964 (1964-05-08) Abbildungen	11
X	US 2 767 592 A (IVAN RADZIMOVSKY EUGENE) 23. Oktober 1956 (1956-10-23) Abbildungen	2,3,9
X	DE 199 45 921 A (GROBBEL BURKHARD) 13. Juni 2001 (2001-06-13) Abbildungen	11
X	GB 422 184 A (LOUIS GRANGES) 7. Januar 1935 (1935-01-07) Abbildungen	10
A	GB 354 169 A (LOUIS GRANGES) 21. Juli 1931 (1931-07-21) Abbildung 21	

WEITERE ANGABEN

PCT/SA/ 210

Die internationale Recherchenbehörde hat festgestellt, daß diese internationale Anmeldung mehrere (Gruppen von) Erfindungen enthält, nämlich:

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen  
PCT/EP 02/11962

## Feld I Bemerkungen zu den Ansprüchen, die sich als nicht recherchierbar erwiesen haben (Fortsetzung von Punkt 2 auf Blatt 1)

Gemäß Artikel 17(2)a) wurde aus folgenden Gründen für bestimmte Ansprüche kein Recherchenbericht erstellt:

1. ☐ Ansprüche Nr. \_\_\_\_\_  
weil sie sich auf Gegenstände beziehen, zu deren Recherche die Behörde nicht verpflichtet ist, nämlich \_\_\_\_\_
2. ☐ Ansprüche Nr. \_\_\_\_\_  
weil sie sich auf Teile der internationalen Anmeldung beziehen, die den vorgeschriebenen Anforderungen so wenig entsprechen, daß eine sinnvolle internationale Recherche nicht durchgeführt werden kann, nämlich \_\_\_\_\_
3. ☐ Ansprüche Nr. \_\_\_\_\_  
weil es sich dabei um abhängige Ansprüche handelt, die nicht entsprechend Satz 2 und 3 der Regel 6.4 a) abgefaßt sind.

## Feld II Bemerkungen bei mangelnder Einheitlichkeit der Erfindung (Fortsetzung von Punkt 3 auf Blatt 1)

Die Internationale Recherchenbehörde hat festgestellt, daß diese Internationale Anmeldung mehrere Erfindungen enthält:

siehe Zusatzblatt

1. ☐ Da der Anmelder alle erforderlichen zusätzlichen Recherchegebühren rechtzeitig entrichtet hat, erstreckt sich dieser Internationale Recherchenbericht auf alle recherchierbaren Ansprüche.
2. ☒ Da für alle recherchierbaren Ansprüche die Recherche ohne einen Arbeitsaufwand durchgeführt werden konnte, der eine zusätzliche Recherchegebühr gerechtfertigt hätte, hat die Behörde nicht zur Zahlung einer solchen Gebühr aufgefordert.
3. ☐ Da der Anmelder nur einige der erforderlichen zusätzlichen Recherchegebühren rechtzeitig entrichtet hat, erstreckt sich dieser Internationale Recherchenbericht nur auf die Ansprüche, für die Gebühren entrichtet worden sind, nämlich auf die Ansprüche Nr. \_\_\_\_\_
4. ☐ Der Anmelder hat die erforderlichen zusätzlichen Recherchegebühren nicht rechtzeitig entrichtet. Der Internationale Recherchenbericht beschränkt sich daher auf die in den Ansprüchen zuerst erwähnte Erfindung; diese ist in folgenden Ansprüchen erfaßt: \_\_\_\_\_

Bemerkungen hinsichtlich eines Widerspruchs

☐ Die zusätzlichen Gebühren wurden vom Anmelder unter Widerspruch gezahlt.

☐ Die Zahlung zusätzlicher Recherchegebühren erfolgte ohne Widerspruch.

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP 02/11962

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 19716411 C	06-08-1998	DE 19716411 C1 DE 59804553 D1 EP 0872629 A1 ES 2176844 T3	06-08-1998 01-08-2002 21-10-1998 01-12-2002
GB 2243430 A	30-10-1991	JP 3297792 A	27-12-1991
DE 512013 C	05-11-1930	KEINE	
DE 576950 C	24-05-1933	KEINE	
DE 1180312 B	22-10-1964	KEINE	
US 4498890 A	12-02-1985	KEINE	
DE 443192 C	22-04-1927	KEINE	
FR 1360212 A	08-05-1964	BE 629110 A CH 417269 A GB 1035455 A LU 43280 A1 NL 289648 A US 3205022 A	15-07-1966 06-07-1966 02-05-1963 07-09-1965
US 2767592 A	23-10-1956	KEINE	
DE 19945921 A	13-06-2001	DE 19945921 A1	13-06-2001
GB 422184 A	07-01-1935	KEINE	
GB 354169 A	21-07-1931	KEINE	